

**DISEÑO DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA LA GENERACIÓN DE  
VIBRACIONES CONTROLADAS EN SILLAS DE AUTOMOVILES PARA LA  
DETECCIÓN DE RUIDOS PARASITOS**

**ANDRES ALEJANDRO PERDOMO CACERES  
OMAR ARTURO CERON RAMOS**

**UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE OCCIDENTE  
FACULTAD DE INGENIERÍA  
DEPARTAMENTO DE AUTOMATICA Y ELECTRONICA  
PROGRAMA DE INGENIERÍA MECATRÓNICA  
SANTIAGO DE CALI  
2008**

**DISEÑO DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA LA GENERACIÓN DE  
VIBRACIONES CONTROLADAS EN SILLAS DE AUTOMOVILES PARA LA  
DETECCIÓN DE RUIDOS PARASITOS BPDRP**

**ANDRES ALEJANDRO PERDOMO CACERES  
OMAR ARTURO CERON RAMOS**

Pasantía para optar al título de  
Ingeniero Mecatrónico

Director  
**CRISTIAN DAVID CHAMORRO RODRIGUEZ**  
Ingeniero Mecánico

**UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE OCCIDENTE  
FACULTAD DE INGENIERÍA  
DEPARTAMENTO DE AUTOMATICA Y ELECTRONICA  
PROGRAMA DE INGENIERÍA MECATRÓNICA  
SANTIAGO DE CALI  
2008**

Nota de aceptación:

Aprobado por el Comité de Grado en cumplimiento de los requisitos exigidos por la Universidad Autónoma de Occidente para optar al título de Ingeniero Mecatrónico.

**CHRISTIAN DAVID CHAMORRO R.**

**Director**

**DRAGO DUSSICH**

**Jurado**

**Santiago de Cali, Julio 3 de 2008**

## AGRADECIMIENTOS

Este documento es fruto de un trabajo colectivo en el que intervinieron muchas personas, a todas ellas queremos decirles “**gracias totales**” ya que, de una u otra forma, fueron importantes para el desarrollo y finalización de este proyecto.

Gracias a Dios por permitirnos llegar hasta este momento tan importante en nuestras vidas y lograr una meta más.

A nuestros padres por su comprensión y apoyo sin condiciones ni medida. Por estar pendientes en el día a día con el *jode que te jode* con “¿y tu título, cuándo?”

A nuestros amigos y compañeros de la universidad por permitirnos conocerlos y hacer parte de sus vidas a lo largo de nuestra carrera y aun después...

A la Empresa INORCA Ltda., de manera especial al ingeniero Jonathan Calderón director de proyectos OEM, por ofrecernos la oportunidad de realizar este proyecto, quien fue nuestro asesor durante el desarrollo del mismo, de igual forma extender este agradecimiento a sus directivos y todos los que directamente o indirectamente participaron en este proyecto, a los ingenieros de la ensambladora de Sofasa en Itagüí quienes siempre estuvieron prestos a escuchar nuestras propuestas de desarrollo y nos brindaron su apoyo.

Al Ingeniero Cristián David Chamorro Rodríguez, director del proyecto, por habernos dado sugerencias para el desarrollo de la investigación, ideas para explicar los resultados, revisión del manuscrito, de igual forma al Ingeniero y Director de Ingeniería Mecatrónica, Diego Almario quien nos brindo los medios necesarios antes, durante y en la finalización de este propósito.

Gracias a todos los que siempre estuvieron pendientes durante el ciclo de este ideal, manifestándonos su apoyo, ofreciendo sugerencias, alentándonos para seguir a delante durante la fase de concepción y desarrollo del diseño del sistema a implementar, gracias a los ingenieros Robert Cooper y Oscar Campos por estar siempre prestos a escuchar nuestras inquietudes, dudas y estancamientos referentes al desarrollo de nuestro proyecto, sus aclaraciones, explicaciones y sugerencias fueron de gran ayuda.

Andrés Alejandro Perdomo Cáceres  
Omar Arturo Cerón Ramos

## CONTENIDO

	Pág.
GLOSARIO	
RESUMEN	
INTRODUCCION	21
1. ANTECEDENTES	22
1.1. EL MAST (MULTI AXIS SHAKING TABLE) DE INSTRON	22
1.2. CITEAN "FROM ROAD TO TEST"	23
2. OBJETIVOS	26
2.1. OBJETIVO GENERAL	26
2.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS	26
3. PLANEACIÓN O DESARROLLO DEL PROYECTO	27
3.1 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	27
3.2 PLANTEAMIENTOS INICIALES	27
3.3 IDENTIFICACIÓN DE NECESIDADES	28
3.3.1. Necesidades del cliente en grupos funcionales	29
3.4. ESPECIFICACIONES TÉCNICAS	30
3.4.1. Medidas y sus unidades	30

	Pág.
3.4.2. Relación de medidas con necesidades	31
3.4.3. Especificaciones preliminares.	31
4. GENERACIÓN DE CONCEPTOS	33
4.1. CLARIFICACIÓN DEL PROBLEMA	33
4.2. DESCOMPOSICIÓN FUNCIONAL	34
4.2.2. Refinamiento en bloques de subfunciones	35
4.2.3. Rama crítica y desglose de una subfunción	35
4.2.4. Subproblemas más críticos	35
5. COMBINACIÓN DE CONCEPTOS	38
5.1. CONCEPTO A	39
5.2. CONCEPTO B	40
5.3. CONCEPTO C	41
5.4. CONCEPTO D	42
5.5. CONCEPTO E	43
6. SELECCIÓN DE CONCEPTOS	44
6.1. MATRIZ DE TAMIZAJE	44
6.2. REVISIÓN Y MEJORA DE CONCEPTOS	45

	Pág.
6.3. MATRIZ DE EVALUACIÓN	45
6.4. ESPECIFICACIONES FINALES	46
7. DESARROLLO DE LA ARQUITECTURA DEL PRODUCTO	48
7.1. ANÁLISIS DE LA ARQUITECTURA DEL PRODUCTO	48
7.2. INTERACCIONES ENTRE ELEMENTOS FÍSICOS Y FUNCIONALES	49
7.3. ESQUEMA DEL PRODUCTO	50
7.4. DISTRIBUCIÓN GEOMÉTRICA	51
7.5. IDENTIFICACIÓN DE INTERACCIONES FUNDAMENTALES E INCIDENTALES	52
7.5.1. Interacciones fundamentales	52
7.5.2. Interacciones incidentales	52
8. DISEÑO INDUSTRIAL	54
8.1. VALORACIÓN DEL DISEÑO INDUSTRIAL	54
8.2. NECESIDADES ERGONÓMICAS	54
8.3. NECESIDADES ESTÉTICAS	55
8.4. NATURALEZA DEL PRODUCTO	56
9. DISEÑO PARA MANUFACTURA Y ENSAMBLE	57

	Pág.
9.1. DISEÑO PARA MANUFACTURA (DPM)	57
9.2. DISEÑO PARA ENSAMBLE (DPE)	57
9.2.1. Integrar partes	57
9.2.2. Maximizar facilidades de ensamble	57
10. PROTOTIPADO	60
10.1. TIPO DE PROTOTIPO A REALIZAR	60
10.2. PROPÓSITO DEL PROTOTIPO Y EL POR QUÉ SE UTILIZARÁ	60
10.2.1. Grado de aproximación	61
11. DISEÑO DETALLADO	64
11.1. SELECCIÓN DEL MATERIAL	64
11.2. DISEÑO MECÁNICO DE LA ESTRUCTURA Y MECANISMOS	64
11.3. CALCULOS DEL DISPOSITIVO QUE RELACIONA EL MOTOR	65
11.4. CALCULO DE LA FUERZA CORTANTE Y EL MOMENTO FLECTOR	67
11.4.1. Calculo del área y la fuerza ejercida en la placa	67
11.4.2. Determinación del peso	67
11.4.3. Análisis estático de la placa	68
11.4.4. Calculo de las fuerzas y momentos presentes en la placa	69
11.5. TUBERIA ESTRUCTURAL	72



	Pág.
11.5.1.Material de fabricación	72
11.5.2.Proceso de producción	72
11.5.3.Cálculos mecánicos del perfil seleccionado	74
11.5.4.Calculo del momento de inercia	76
11.5.5.Calculo por fatiga	77
11.6.MUSCULOS NEUMATICOS	78
12.1. ACELERÓMETRO CAPACITIVO	81
12.2. GENERADOR DE SEÑALES	84
13. TABLA DE COSTOS DE FABRICACIÓN	86
13.1. JUSTIFICACIÓN Y TIEMPO DE RECUPERACIÓN DE LA INVERSIÓN	86
14. CONCLUSIONES	87
15. RECOMENDACIONES	89
BIBLIOGRAFIA	90
ANEXOS	93

## LISTA DE TABLAS

	Pág.
Tabla 1. Necesidades identificadas	29
Tabla 2. Medidas y unidades	30
Tabla 3. Medidas y unidades	31
Tabla 4. Especificaciones técnicas preliminares	32
Tabla 5. Combinación de conceptos	38
Tabla 6. Concepto A	39
Tabla 7. Concepto B	40
Tabla 8. Concepto C	41
Tabla 9. Concepto D	42
Tabla 10. Concepto E	43
Tabla 11. Matriz de tamizaje	44
Tabla 12. Matriz de evaluación	45
Tabla 13. Especificaciones Finales para el modelo A+	47
Tabla 14. Especificaciones Finales para el modelo D+	47
Tabla 15. Valoración de necesidades ergonómicas	54
Tabla 16. Valoración de necesidades estéticas	55
Tabla 17. Análisis del costo del trabajo de ensamble	59
Tabla 18. Lista de materiales utilizados en el sistema	61
Tabla 19. Parámetros geométricos K y Q	73

	Pág.
Tabla 20. Tipos de acelerómetros	81
Tabla 21. Valores marginales de las señales (Norma interna de Renault)	82

## LISTA DE ILUSTRACIONES

	Pág.
Ilustración 1. Diseño del concepto A	39
Ilustración 2. Diseño del concepto B	40
Ilustración 3. Diseño del concepto C	41
Ilustración 4. Diseño de concepto D	42
Ilustración 5. Diseño del concepto E	43
Ilustración 6. Interacciones entre elementos físicos y funcionales	49
Ilustración 7. Esquema general del dispositivo por bloques	50
Ilustración 8. Modelo virtual de diseño	51
Ilustración 9. Sujetador de sillería delantera.	51
Ilustración 10. Arquitectura del sistema electrónico	53
Ilustración 11. Naturaleza del producto	56
Ilustración 12. Prototipo a presentar	62
Ilustración 13. Clasificación del prototipo	63
Ilustración 14. Placa rectangular	67
Ilustración 15. Viga Simplemente apoyada	68
Ilustración 16. Diagrama de cuerpo libre de la viga	69
Ilustración 17. Diagrama de Fuerza Cortante y Momento Flector	71
Ilustración 18. Diagrama del perfil	72
Ilustración 19. Dimensiones de la tubería	74

	Pág.
Ilustración 20. Sección rectangular	76
Ilustración 21. Músculos neumáticos con extremos atornillados y prensados	78
Ilustración 22. Diagrama de fuerza VS recorrido	80
Ilustración 23. Acelerómetro AC136 de baja frecuencia	83
Ilustración 24. Especificaciones técnica del acelerómetro AC136	83
Ilustración 25. Generador de señales aleatorias o random	84
Ilustración 26. Mini DAQ	85

## LISTA DE ANEXOS

	Pág.
<b>Anexo A.</b> Apartes de la Norma Interna 32- 05-866 de Renault	93
<b>Anexo B.</b> Planos de despiece del banco de pruebas para la generación de vibraciones controladas en sillas de automóviles para la detección de ruidos parásitos	97
<b>Anexo C.</b> Formulas Empeladas para el cálculo de elementos finitos	109
<b>Anexo D.</b> Propiedades de mecánicas los materiales	113
<b>Anexo E.</b> Formulas para determinar el momento flector y cortante en las vigas más comunes	120
<b>Anexo F.</b> Parámetros geométricos K y Q para torsión	123
<b>Anexo G.</b> Especificaciones y características de los sistemas MAST	124
<b>Anexo H.</b> Manual de instalación	127

## **LISTA DE DIGRAMAS**

	Pág.
Diagrama 1. Caja negra	34
Diagrama 2. Descomposición funcional	35
Diagrama 3. Rama crítica de las subfunciones	35

## GLOSARIO

**AMEF:** el Análisis de modos y efectos de fallas potenciales, proceso sistemático para la identificación de las fallas potenciales del diseño de un producto o de un proceso antes de que éstas ocurran, con el propósito de eliminarlas o de minimizar el riesgo asociado a las mismas.

**BPDRP:** diseño De Un Banco De Pruebas Para La Generación De Vibraciones Controladas En Sillas De Automóviles Para La Detección De Ruidos Parásitos.

**CPS:** según el Sistema Internacional, hertz (Hz), en honor a Heinrich Rudolf Hertz. Un hertz es aquel suceso o fenómeno repetido una vez por segundo, esta unidad se llamó originariamente como ciclo por segundo (cps) y aún se sigue también utilizando para calcular la frecuencia de un evento.

**DAQ:** adquisición de datos que posteriormente transforman las señales de los sensores para convertir cualquier parámetro de medición de una señal eléctrica, que se adquiere por el hardware de adquisición de datos.

**DPM:** diseño para manufactura. Es un método para medir y analizar las variables de costos material y herramientas en el momento de implementar un diseño.

**PSD:** procesado de la señal con el fin de estimar la densidad espectral de potencia de una señal aleatoria estacionaria.

**QFD:** el despliegue de la función de calidad (o QFD, por sus siglas inglesas) es un método de diseño de productos y servicios que recoge las demandas y expectativas de los clientes y las traduce, en pasos sucesivos, a características técnicas y operativas satisfactorias.

**RMS:** el valor cuadrático medio, media cuadrática o *rms* (del inglés *root mean square*) es una medida estadística de la magnitud de una cantidad variable. Puede calcularse para una serie de valores discretos o para una función variable continua. El nombre deriva del hecho de que es la raíz cuadrada de la media aritmética de los cuadrados de los valores.

**“RUIDOS PARASITOS:** el ruido es una noción subjetiva aplicada a cualquier sonido no deseado”<sup>1</sup>.

---

<sup>1</sup> "Ruido." Microsoft® Student 2008 [DVD]. Microsoft Corporation, 2007. Microsoft ® Encarta ® 2008. © 1993-2007 Microsoft Corporation. Reservados todos los derechos



**VIBRACIÓN ALEATORIA:** las vibraciones aleatorias producen un espectro continuo, o, lo que es lo mismo, el espectro estará constituido por “infinitas” vibraciones armónicas, cada una caracterizada por amplitud, frecuencia y fase, respectivamente.

## RESUMEN

Desde los orígenes de la civilización el hombre ha imaginado y creado objetos que satisfagan sus necesidades, creando o diseñando herramientas que le permitan realizar un trabajo de una manera más óptima y que le implique menor esfuerzo en la realización de diferentes tareas, transformando dichos objetos en extensiones de su cuerpo y mente que se vuelven indispensables en la vida diaria de cada individuo como herramientas de supervivencia confort, placer entre otras es por ello, que dichos instrumentos hacen parte de nuestra vida diaria y es imposible no pensar en ellos o simplemente no interactuar con ellos, es por eso que se hace difícil imaginar que varios elementos que utilizamos a diario no experimenten vibraciones durante algún ciclo de su vida útil y con ello los tan molestos ruidos que son generados por las vibraciones un ejemplo de ello son la sillería para automóviles las cuales experimentan constantes vibraciones generadas ya sea por el medio externo, el motor y otros factores que influyen para que un pequeño desajuste combinado con la vibración amplifiquen un molesto sonido que se produce por las oscilaciones que se puedan llegar a presentar, hoy en día ya es posible realizar replicas de dichas vibraciones en el laboratorio con el fin de identificar y corregir los diferentes factores que los generan, es por ello que se han creado mesas vibratorias multiaxiales las cuales realizan todo tipo de pruebas de vibración variando su intensidad prolongación y amplitud de las mismas.

Este proyecto se basa en la necesidad de diseñar un Banco de pruebas para la generación de vibraciones controladas en sillas de automóviles para la detección de ruidos parásitos que cumpla con la Norma Interna NC 3205866 de RENAULT, la cual tiene la intención de describir cómo detectar subjetivamente por separado ruidos parásitos en el asiento del vehículo, de los asientos delanteros y posteriores en los tipos de vehículos equipados J64, W81, etc. Debido a que este tipo de sistemas ya se encuentra en el mercado y el costo es muy elevado, el propósito de este proyecto es de colaborar con INORCA Ltda. a realizar pruebas de vibraciones controladas en sillas de automóviles con el fin de identificar ruidos parásitos procedentes de la marcha sobre vías despavimentadas o irregulares, con la intención de realizar el diseño de este sistema a unos costos más significativamente económicos con relación al valor de los bancos ya existentes por otros fabricantes.

Todo proceso de diseño y desarrollo de nuevos productos se inicia con una planificación de lo que se va a hacer, por lo que se deben de seguir una serie de

pasos como:

- 1 - Toma de datos
- 2 - Selección, combinación y evaluación de conceptos.
- 3 - Desarrollo e ingeniería del producto.
- 4 - Diseño para fabricación.
- 5 - Evaluación y pruebas para la Fabricación del producto.

En la primera fase (toma de datos) se obtiene información sobre los requisitos que va a tener el sistema de acuerdo con los planteamientos suministrados por el usuario (Director de proyectos OEM INORCA) posteriormente se transforman dichas exigencias en necesidades, identificando las oportunidades existentes, las posibilidades técnicas y los requerimientos de fabricación, con esta se realizan las primicias y restricciones del proyecto con el objetivo de plasmar las especificaciones técnicas del sistema.

La segunda fase (Selección, combinación y evaluación de conceptos) se analizan los datos generados durante la fase anterior para adelantar la selección de aquellas ideas que presentan mayores posibilidades de desarrollo del sistema agrupándolas en diferentes módulos generados por el sistema como movimiento sensado, entre otros. Posteriormente se realiza la evaluación de los conceptos generados y combinados para realizar un tamizaje de los mismos concibiéndose tres posibles conceptos a desarrollar.

Una vez obtenido el concepto a desarrollar, el proyecto pasa a la fase de Ingeniería del producto. En esta tercera fase se realizan la mayoría de las actividades de desarrollo del producto con el fin de identificar el tipo de arquitectura a desarrollar, las diferentes interacciones que se presentan entre las partes físicas y funcionales del sistema, los diferentes sistemas por los que está compuesto el producto como la parte eléctrica, mecánica y de control, identificando en cada uno el sistema, subsistema, tipo de arquitectura y por último el diseño industrial donde se define la naturaleza del producto, las necesidades ergonómicas y estéticas que tendrá el diseño del sistema.

En muchas ocasiones, de forma paralela o simultánea, comienza la cuarta fase (Diseño para fabricación) en la que se realizan las pruebas y evaluación correspondiente a los diseños resultantes de la tercera fase, para lo cual se procede a la fabricación de prototipos y a la simulación del proceso de fabricación, tratando de detectar posibles deficiencias tanto del nuevo producto como de su proceso de fabricación para ello se emplea el diseño para manufactura y ensamble los cuales proporcionan un análisis en la reducción de costos por métodos de integración de partes, disminuyendo el tiempo de ensamble y los costos de fabricación.

Por último, si el estudio realizado en la fase anterior es propicio, el producto pasa a la quinta fase (Evaluación y pruebas para la Fabricación del producto) donde se realiza el prototipado virtual y el diseño detallado de partes y mecanismos del sistema con el fin de mostrar que este se comporta y funciona tal y como se diseño en las fases anteriores y que tiene una apariencia física igual al del sistema final para su fabricación.

## INTRODUCCION

Es difícil imaginar un producto o un paquete que no experimente vibración en algunos aspectos de su ciclo de vida. Desde la línea de fabricación hasta su disposición de uso final, la vibración es perjudicial, y siempre está presente en la mayoría de elementos o herramientas ya sea de forma directa o indirecta, por ello encontramos diferentes tipos de vibraciones que se encuentran en el medio ambiente desde armónicos simples e inofensivos y otros de mayor complejidad y destructivos, la vibración nunca va hacer considerada como inofensiva ya que su efecto a corto, mediano y/o largo plazo es la de ocasionar desajustes irreparables en los instrumentos, debido a la complejidad de sus componentes estocásticos.

Los ensayos de durabilidad acelerados en laboratorio han sido durante mucho tiempo una parte importante del proceso de desarrollo de productos que van a trabajar en condiciones dinámicas, en especial en sectores como el de transporte. Anteriormente, se llevaban a cabo ensayos del vehículo completo en carretera ya que los métodos y equipos de ensayo existentes en laboratorio no se podían reproducir las cargas a las que el vehículo estaba sometido de forma fiable. El desarrollo de técnicas de ensayo basadas en simulación de la respuesta del componente, han permitido, finalmente, trasladar estos ensayos de durabilidad a los laboratorios.

Estos ensayos en laboratorio servirán para las empresas de sectores como la automoción, aeronáutica, maquinaria de obra pública, ferrocarriles y componentes sometidos a transporte (electrodomésticos, alimentos perecederos, componentes electrónicos, etc.), permitirá hacer ensayos de vibración de forma más completa, rápida y económica.

Es por ello que la fase de diseño y desarrollo de un producto tiene una gran repercusión económica a lo largo de su vida, pudiendo alcanzar hasta el 80% de su costo final, de modo que reducir los plazos invertidos en estas fases permite así mismo reducir en gran medida el costo del producto, y más cuando se realiza este tipo de desarrollos incrementan la capacidad herramental y tecnológica no solo de la empresa si no también del país permitiendo así, ser más competitivos cada día y porque no pioneros en Suramérica en ensayos de laboratorio de durabilidad

## 1. ANTECEDENTES

En la actualidad, las industrias avanzan vertiginosamente debido a los adelantos que hay día a día, haciendo que la tecnología tenga un rol muy importante para que los procesos de producción sean aún mejores y que puedan abrir camino en un mercado cada vez más exigente y competitivo. Los tratados bilaterales entre países productores y consumidores como hoy ocurren, obliga a las empresas nacionales a estandarizar sus procesos y productos, logrando la certificación con el objetivo de incursionar en el mercado extranjero con productos de alta calidad. **INORCA Ltda.**, actualmente constituye una de las industrias reconocidas en Colombia en la producción de sillería para automóviles de reconocidas marcas del mercado automotor.

Ni a nivel local, nacional, inclusive latinoamericano no se cuenta con sistemas que produzcan o reproduzcan movimientos similares a los generados durante el movimiento por una vía que se encuentre destapada o con irregularidades de terreno, por lo cual hace más importante la realización de dicho proyecto ya que al contar con este banco de pruebas se podrá pensar en comercializar el banco de pruebas o simplemente que las demás casas matrices o ensambladoras latinoamericanas enviaran los modelos de las sillas para realizar las respectivas pruebas de vibración, y disminuirían los gastos ya que no tendrían que enviar las sillas a diferentes países europeos que es donde actualmente realizan este tipo de pruebas, así se benefician varias empresas o productores de las casas matrices. Para conocer las especificaciones y características de los sistemas, proporcionados por los fabricantes diríjase al anexo Especificaciones y Características de los Sistemas MAST al *anexo D* de este documento, a continuación se realiza una breve descripción para entender el comportamiento y funcionamiento de los mismos.

En el momento de inicio del proyecto se pudo observar el comportamiento dinámico del sistema que se va a analizar por esta razón se realiza una revisión de los diferentes mecanismos y dispositivos existentes que realizan este tipo de pruebas para automóviles como se presenta a continuación:

### 1.1. EL MAST (MULTI AXIS SHAKING TABLE) DE INSTRON

Los actuales sistemas existentes en el ITA para la realización de ensayos

multiaxiales están basados en la aplicación de cargas cíclicas constantes o aleatorias, de forma individual o multiaxial. Están formados por un conjunto de actuadores hidráulicos y neumáticos, lineales y rotativos, de diferentes capacidades de carga con sus respectivos sensores de fuerza y desplazamiento. La unidad de control común para múltiples estaciones permite tanto el control en fuerza / par como en posición (desplazamiento/giro). Esta unidad de control posibilita la configuración de grupos de ensayo con diferentes combinaciones en función de los requerimientos del ensayo. Se cuenta con varios programas para el control y adquisición de datos de sistemas de ensayos (por actuador individual o varios sincronizados) que permiten la reproducción en el laboratorio de historias de carga obtenidas previamente in situ, y la realización de ensayos de durabilidad para ejes múltiples, mediante la programación de ondas cíclicas y bloques de ensayo. Los actuadores se colocan sobre bancadas ranuradas, facilitando así el montaje de los diferentes ensayos a ejecutar. Junto con los actuadores para la realización de ensayos multiaxiales en carga el ITA dispone de un vibrador electrodinámico para ejecución de ensayos de vibración seno, random y golpeteo tanto en el eje vertical como en el horizontal.

Estos sistemas ya existentes se han complementado con un novedoso equipamiento: El MAST (Multi Axis Shaking Table) de INSTRON.

Se trata de un sistema de vibración multiaxial, diseñado para el ensayo de una amplia gama de productos que en algún momento de su vida útil se encuentren sometidos a vibración. La principal característica de estos sistemas es la generación de movimiento y vibración hasta un máximo de 6 grados de libertad, individual o simultáneamente. Mediante el sistema MAST es posible el desarrollo de una gran variedad de ensayos incluyendo ensayos funcionales, ensayos de durabilidad, evaluación de chirridos y traqueteos, evaluación del confort, evaluación del comportamiento vibro-acústico de componentes, ensayos bajo norma, simulación de transporte...

## **1.2. CITEAN “FROM ROAD TO TEST”**

El equipamiento de CITEAN permite ensayar desde pequeños componentes hasta vehículos completos, con una gran versatilidad en la configuración de los ensayos. El equipamiento de CITEAN está dimensionado para validar sistemas de vehículos ligeros así como de vehículos industriales adecuándose a las cargas para cada uno de los casos.

Debido a la versatilidad de los dispositivos, se pueden realizar además de ensayos de durabilidad, ensayos de caracterización sobre cualquier elemento mecánico, dentro y fuera del sector de automoción.

**Banco Simulador de carretera:** El banco de ensayos de CITEAN está formado por dos esquinas MTS 329-6DOF que permite ensayar los ejes completos de los vehículos con una carga de hasta 3000Kg, en un rango de frecuencia de 0Hz hasta 50Hz.

El simulador de carretera permite reproducir en un vehículo las mismas condiciones de cargas a las que está sometido en pista, reduciendo así tiempo y costo en su desarrollo.

### **Aplicaciones:**

- Ensayos de durabilidad de ejes delanteros y traseros.
- Reproducción de eventos de carretera (service loads, en 6 grados de libertad por rueda).
- Control del daño acumulado y detección de grietas.
- Control del ensayo instrumentado (fuerzas y momentos en ruedas, temperatura de amortiguadores, deformación y aceleración en componentes...).

Dadas sus características, el músculo neumático no está pensado para sustituir a un cilindro convencional sin más ni más, pues en la mayoría de los casos no puede ser considerado una alternativa económica frente a un cilindro neumático. Más bien deberá utilizarse en los casos en que sus características ofrecen una clara ventaja en determinadas aplicaciones, como estas en las que es necesario disponer de un actuador de gran fuerza y carrera corta, sin movimientos a tirones, de gran dinamismo, y además se necesita un actuador de poco peso.

Un músculo neumático no tiene, en efecto, el aspecto de un cilindro normal, dotándolo de un correspondiente regulador de presión, dispone de una absoluta servo cualidad incluyendo posibilidades de posicionamiento en cualquier punto deseado y esto con una sola conexión de aire comprimido, se trata prácticamente de una servo neumática "light" y "low-cost". Compensa grandes errores de alineación, e incluso, suponiendo situaciones de montaje extraordinariamente desfavorables y puede ser utilizado como actuador inverso.



Otra ventaja importante es que el músculo neumático nos proporciona frecuencias muy cercanas a 90Hz, permitiendo alcanzar los valores deseados para el dispositivo, de igual forma proporciona un movimiento continuo dado que tiene un funcionamiento igual al de un cilindro de doble efecto, una desventaja que posee este sistema es la complejidad de sincronización entre las electroválvulas para que admita el trabajo de ambos elementos en un mismo instante como lo son el tiempo y la velocidad.

## **2. OBJETIVOS**

### **2.1. OBJETIVO GENERAL**

Diseñar un banco de pruebas para generar, cualificar y cuantificar los niveles de vibración que son los causantes de ruidos parásitos y que se presentan en las sillas de automóviles, bajo diferentes condiciones de trabajo que se pueden presentar bajo la manipulación del usuario y de esta forma garantizar la calidad de la sillería de INORCA, integrándose a los demás bancos de pruebas ya existentes.

### **2.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS**

- Caracterizar el fenómeno de vibración en la sillería de vehículos, realizando estudios de casos reales o con información de bancos existentes.
- Identificar los mecanismos y/o componentes que conforman el sistema actual del banco de pruebas.
- Analizar los diferentes sistemas de potencia que podrían utilizarse para la simulación del banco de pruebas para la generación de vibraciones controladas en sillas de automóviles para la detección de ruidos parásitos.
- Diseñar un banco de pruebas universal que cumpla con la norma técnica interna NC 32-05-866 de RENAULT.
- Evaluar el impacto, los sistemas de adquisición de datos y el riesgo, sobre diferentes componentes del banco de prueba, para determinar que cumpla con cada uno de los ítems de evaluación del banco de pruebas.
- Identificar los diferentes ruidos producidos durante las pruebas, para su posterior análisis y corrección según el nivel de severidad de la misma.
- Elaboración del manual del usuario y desarrollo del producto.

### 3. PLANEACIÓN O DESARROLLO DEL PROYECTO

#### 3.1 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

En la actualidad, el país no cuenta con empresas que fabriquen o presten el servicio de prueba para sistemas que requieran ser sometidos a vibraciones constantes o variables y calificar su comportamiento de acuerdo a la simulación del trabajo durante su vida útil.

Se requiere un dispositivo que ayude con la identificación de ruidos producidos en la sillería de un vehículo automotor al ser sometida a vibraciones mecánicas, ya que la compra de dicho dispositivo es muy costosa.

#### 3.2 PLANTEAMIENTOS INICIALES

INORCA requiere del diseño de un banco de pruebas para la generación de vibraciones controladas en sillas de automóviles para la detección de ruidos parásitos. Con el fin de cumplir con la Norma Interna **32 - 05 – 866 de Renault**, la cual hace referencia a las diferentes configuraciones que se deben revisar como el apoya cabezas, el espaldar, la altura del asiento y el riel o distancia al timón del mismo, para identificar la severidad de los diferentes ruidos que sean generados durante la prueba. Esta prueba garantizará la calidad y confiabilidad de la sillería que proporciona INORCA, en los vehículos Renault de pasajeros, los vehículos utilitarios Toyota y el Delta Daihatsu que se ensamblan en el país.

SOFASA es consciente de que el crecimiento va de la mano de la gente, de los proveedores y de la innovación tecnológica y, por eso, dirige sus esfuerzos a mejorar la calidad de sus productos, autopartes, y a dar un adecuado apoyo a sus proveedores avanzando de la mancomunadamente con la tecnología de la industria. Es por ello que los diferentes proveedores deben de cumplir con las normas de calidad y servicio proporcionada por la casa matriz **Regie National des Usines Renault**, de Francia la cual conforma la Sociedad de Fabricación de Automotores S.A., SOFASA. Por lo anterior se debe seguir la Norma Interna **32 - 05 – 866 de Renault**, de tal forma que sólo se pueda llevar a cabo el proceso de producción y comercialización, si previamente se han obtenido los niveles de

calidad establecidos para el vehículo y que acaezcan todas las medidas preventivas para asegurar una fabricación acorde con las exigencias, con el objetivo de obtener la fabricación de la sillería para el lanzamiento de un nuevo producto para el año 2008.

A continuación se listan planteamientos o requerimientos iniciales del porque es necesario el diseño de un banco de detección de ruidos parásitos:

- Nueva exigencia de la casa matriz
- Aprobación del plan de validación en su totalidad
- Identificación de ruidos presentes
- Identificación de los rangos de ruidos
- Proceso complejo
- Aprobación de los niveles de calidad
- Indicador de calidad y satisfacción
- Oportunidad para adelantarnos a los posibles fallos (AMEF)
- Desarrollo y manufactura de productos que entreguen el máximo valor agregado a nuestros clientes
- Satisfacción del cliente con el producto y con sus percepción de la calidad

### 3.3 IDENTIFICACIÓN DE NECESIDADES

Para la identificación de las necesidades se toma en cuenta, los requerimientos suministrados por los representantes de los departamentos de Calidad y Desarrollo de Proyectos de la industria INORCA y la **Norma Interna 05 – 866 de Renault** y los diferentes lineamientos expuestos en el planteamiento del problema, mediante entrevistas, es de suma importancia implementar lo antes posible el banco ya que en la actualidad no se cuenta con un sistema como este en Suramérica, por lo cual eleva los costos de fabricación y distribución de la sillería, por lo tanto con este proyecto persigue el ideal de poder realizar las primeras pruebas de vibraciones parasitas en el año 2008 para el lanzamiento de un vehículo nuevo de la marca Renault el cual debe cumplir con todos los estándares de calidad, estos incluyen la Norma Interna de Renault, la cual ilustra el desarrollo y evaluación de la prueba, de lo contrario no serán aceptadas por no cumplir con todas las normas de calidad exigidas por la casa matriz a la cual INORCA presta sus servicios.

El poseer este sistema le permitirá a la empresa mejorar en tiempos de respuesta ante fallas detectadas y la corrección se puede desarrollar sobre la marcha de la línea de producción sin necesidad de tener tiempos de espera altos, de igual manera se podrá trabajar en la mejora

continua de la calidad fortaleciendo la norma e instituyendo una propia mas rigurosa. El costo referente a los envíos de las sillas a pruebas se puede aprovechar para fortalece económicamente el departamento de calidad y optimizar procesos ya implementados.

### 3.3.1. Necesidades del cliente en grupos funcionales

#### ❖ Eficiencia del dispositivo

- Precisión
- Autonomía
- Robustez.

#### ❖ Facilidad de uso

- Rutina lógica
- Fácil reparación.
- Mejora de la calidad de la sillería.

#### ❖ Calidad

- Alto régimen de trabajo.
- Mejora en nivel de producción

**Tabla 1. Necesidades identificadas**

#	Necesidades		Imp.
1	El sistema	Debe permitir generar vibraciones controladas	5
2	El sistema	Debe permitir generar vibraciones aleatorias	5
3	El sistema	Debe ser preciso	5
4	El sistema	Debe operar de forma continua	4
5	El sistema	Requiere poco mantenimiento	4
6	El sistema	Debe Permitir variar las frecuencias	4
7	El sistema	Debe tener gran robustez	4
8	El sistema	Debe ser de fácil uso	4
9	El sistema	Debe ser de alto régimen de trabajo	5
10	El sistema	Debe ser estable	4
11	El sistema	Debe ser seguro ante accidentalidad	5
12	El sistema	Debe mejorar la calidad de la sillería	4
13	El sistema	Debe cumplir con la Norma Interna 05 - 866 de Renault	5

**Criterio de evaluación:**

- 1: No es importante
- 2: No es tan importante
- 3: Igual de importante
- 4: Es importante
- 5: Es muy importante

La necesidad de este proyecto es cumplir con las normas de calidad y servicio proporcionadas por la casa matriz, además de la Norma Interna **32 - 05 - 866 de Renault**, de tal forma que se pueda llevar a cabo el proceso de producción y comercialización de la sillería.

**3.4. ESPECIFICACIONES TÉCNICAS**

Se procede a analizar cuáles de las necesidades identificadas preliminarmente permiten encontrar parámetros cuantificables que mejor describan el diseño del sistema por parte de los usuarios, según se presenta en la Tabla 2. Medidas y unidades, para realizar así el diseño del mismo.

**3.4.1. Medidas y sus unidades****Tabla 2. Medidas y unidades**

#	Medidas	Unidad	Importancia
1	Estética	Subjetivo	3
2	Precisión	Mm	5
3	Vida útil	Años	3
5	Área dimensiones	Mm	3
6	Masa de la tabla	Kg	4
7	Contaminación Sonora	Db	4
8	Peso de la carga	Kg	4
9	Rango de operación de la frecuencia	Hz	5
10	Consumo de potencia	W - Pa/h	4

**Criterio de evaluación:**

- 3: No es importante
- 4: Es Importante
- 5: Es muy importante

### 3.4.2. Relación de medidas con necesidades

**Tabla 3. Medidas y unidades**

#	# NC	MEDIDAS	UNIDAD
1	8,12	Estética	Subjetivo
2	1,3,6	Precisión	Mm
3	5,9	Vida útil	Años
4	1,6,8,10,12	Adaptabilidad	Subjetivo
5	1,6,9	Área dimensiones	Mm
6	1,2,3,9,11,12	Masa de la tabla	Kg
7	1,6	Contaminación Sonora	Db
8	1,2,3,8,10,11,12	Peso de la carga	Kg
9	12,6	Rango de operación de la frecuencia	Hz
10	1,2,4	Consumo de potencia	W - Pa/h

**3.4.3. Especificaciones preliminares.** Una vez conocidas las especificaciones cuantificables y su concordancia con las necesidades, se procede a establecer los valores que sirven de restricción en la fase de diseño, esto con el fin de conocer el sistema de medidas a utilizar y las proporciones de la misma.

**Tabla 4. Especificaciones técnicas preliminares**

#	# NC	MEDIDAS	U	IMP	Valores marginales	V. ideales
1	8,12	Estética	Subj	3	buena	excelente
2	6,1	Precisión	mm	5	99%	99.999%
3	9,5	Vida útil	Años	3	4	10
4	1,6,8,10,12	Adaptabilidad	Subj	4	buena	Muy buena
5	1,6,9	Área dimensiones	mm	3	0.7*1.8*1.10	1* 2.52*0.56
6	1,2,3,9,11,12	Masa de la tabla	kg	4	200	80
7	1,6	Contaminación Sonora	db	4	40	40
8	1,2,3,8,10,11,12	Peso de la carga	kg	4	270	120
9	6,12	Rango de operación de la frecuencia	Hz	5	5-50	5-50
10	1,1	Consumo de potencia	bar	4	8	6



## **4. GENERACIÓN DE CONCEPTOS**

En esta fase de diseño es necesario descomponer el problema en funciones con el fin de proporcionar una visualización y compresión, para identificar la rama crítica del proyecto y clarificar el problema para generar los conceptos a través de búsquedas externas, internas y exploración sistemática.

El banco de pruebas de vibraciones controladas para la detección de ruidos parásitos presentes en sillas de automóviles con el fin de garantizar un ajuste o adecuación de los niveles de contaminación sonora permitida.

### **4.1. CLARIFICACIÓN DEL PROBLEMA**

#### **4.1.1. Necesidades**

- ✓ Vibración Vertical
- ✓ Variación de Frecuencias
- ✓ Diversificación de las sillas delanteras y posteriores
- ✓ Cumpla con la Norma Interna 05 – 866 de Renault

#### **4.1.2. Especificaciones Preliminares**

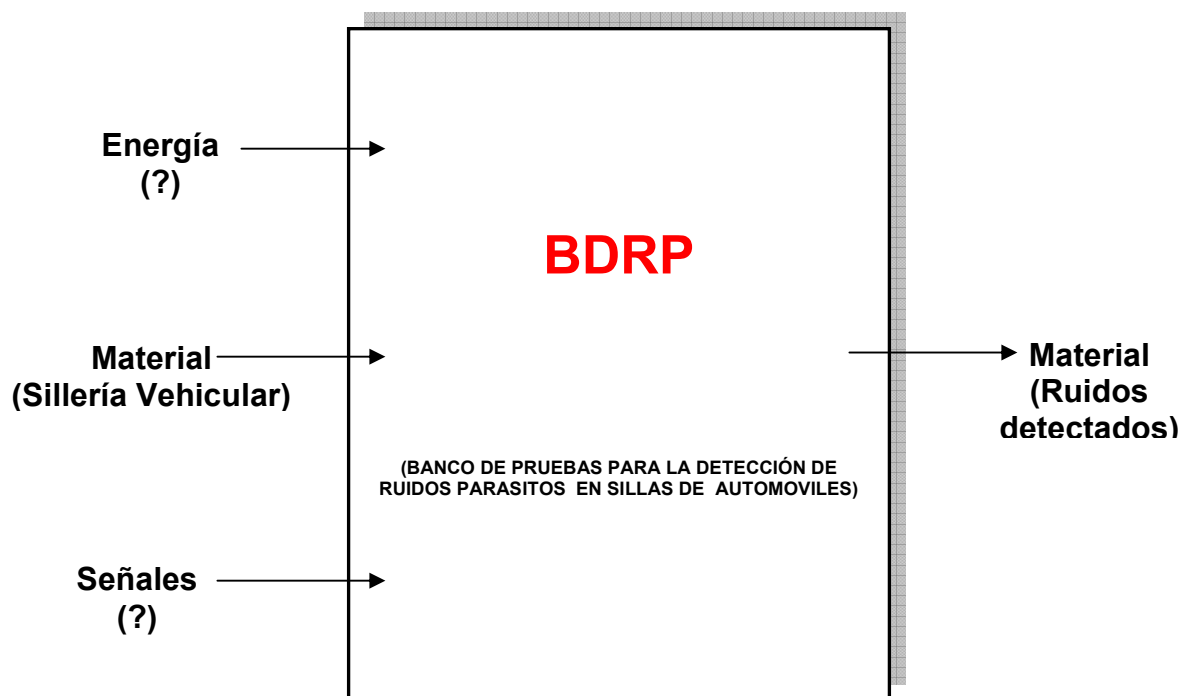
- ✓ Rango de operación de la frecuencia
- ✓ Generación de vibraciones
- ✓ Preciso
- ✓ PDS de 0 – 100Hz, una reducción del rango de 5Hz a 55Hz

## 4.2. DESCOMPOSICIÓN FUNCIONAL

La caja negra representa las funciones generales del producto, como son el abastecimiento de energía, las diversas señales de funcionamiento y además la función final del producto.

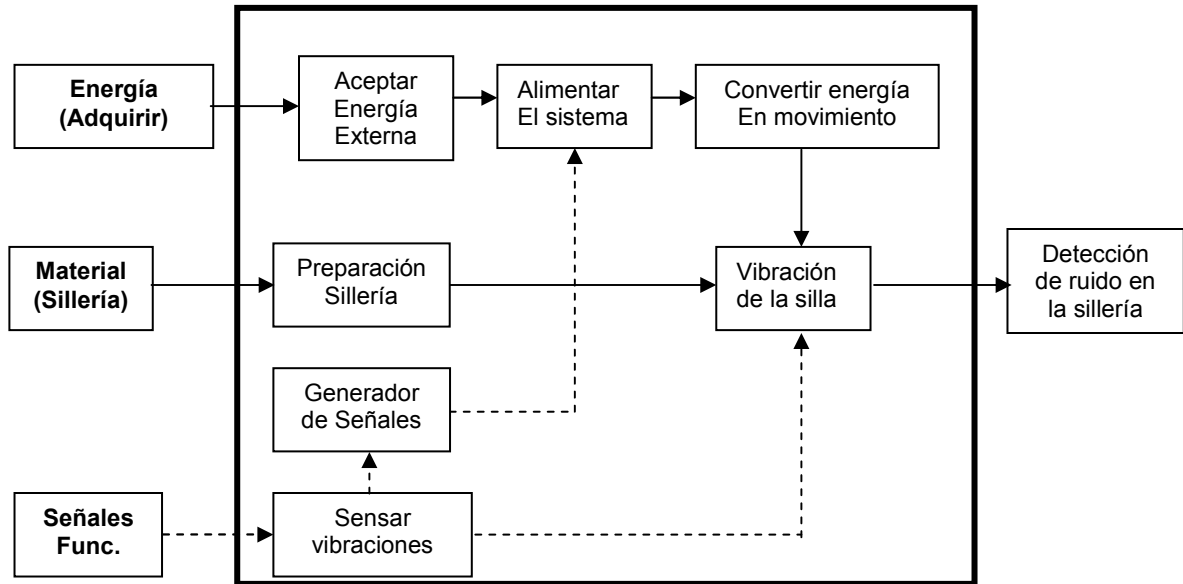
### 4.2.1. Diagrama de caja negra

Diagrama 1. Caja negra



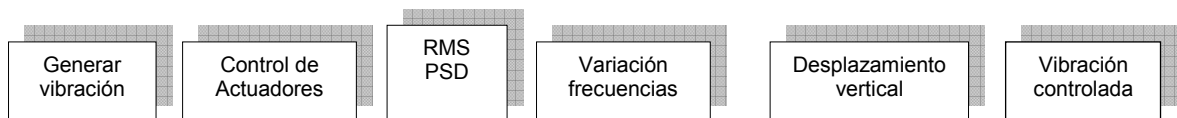
#### 4.2.2. Refinamiento en bloques de subfunciones

Diagrama 2. Descomposición funcional.



#### 4.2.3. Rama crítica y desglose de una subfunción

Diagrama 3. Rama crítica de las subfunciones.



**4.2.4. Subproblemas más críticos.** Después de descomponer el problema en subfunciones, y analizar la rama crítica de las subfunciones se determino que los puntos más críticos son:

- ✓ Movimiento de mecanismo
- ✓ Sensado de Vibraciones
- ✓ Procesar la información

Se seleccionaron las anteriores subfunciones, ya que son las más críticas, por ser las que más demandan un mayor análisis y estudio para lograr el mejor tratamiento en la solución del problema.

• **Movimiento del mecanismo.** En esta fase se trata de determinar con que dispositivos o mecanismos se puede producir, simular el movimiento producido por vías irregulares o caminos sin pavimentación. Por lo cual se tuvo en cuenta los siguientes sistemas que generan movimiento:

- ✓ Pistón neumático
- ✓ Pistón hidráulico
- ✓ Motor Eléctrico
- ✓ Músculo Neumático

• **Sensar vibración.** Esta subfunción es la más importante ya que es la que proporciona los diferentes datos que se producen por las aceleraciones y velocidades causadas por la vibración, por lo cual permitirá determinar los desajustes causados por las vibraciones durante las pruebas. Para esto, se proponen los siguientes tipos de sensores:

#### ❖ A. Sensores de Aceleración

- ✓ Acelerómetros Piezoresistivos
- ✓ Acelerómetros Piezoeléctricos
- ✓ Acelerómetros capacitivos

#### ❖ B. Sensores de velocidad

- ✓ Vibrómetros Láser

• **Procesar la información.** Esta subfunción es de gran importancia, ya que es aquí donde se recibe, organiza y controla las señales enviadas por los sensores, para así generar la acción a realizar. Para esto se tuvo en cuenta lo siguiente:

- ✓ DAQ

• **Identificación y clasificación del ruido.** En esta subfunción, se analizó la forma de identificación de los ruidos generados por las diferentes configuraciones de la sillería como lo son apoya cabezas, asiento, riel, espaldar y maniguetas de

graduación, durante la solución del problema, pero no se tendrá en cuenta para el diseño debido a que se incrementa el tiempo de desarrollo inicial y la complejidad del mismo ya que los componentes de captura del sonido, estarían contenidos en un nuevo sistema de diseño, debido a que no se podría realizar un análisis confiable de los posibles componentes de captura de datos real de las pruebas, ya que no se encuentra todavía el sistema que genera las vibraciones que producen los ruidos a identificar y clasificar, por lo cual no se tienen los puntos claves de referencia o posicionamiento de los diversos dispositivos que realizaran la captura de los datos.

## 5. COMBINACIÓN DE CONCEPTOS

La combinación de conceptos se realiza con el objetivo de poder visualizar, analizar y efectuar el diseño del dispositivo, utilizando el método de ingeniería concurrente el cual permite integrar elementos mecánicos, electrónicos, y de automatización en un mismo concepto, con el fin de desarrollar el modelo más sobresaliente.

**Tabla 5. Combinación de conceptos**

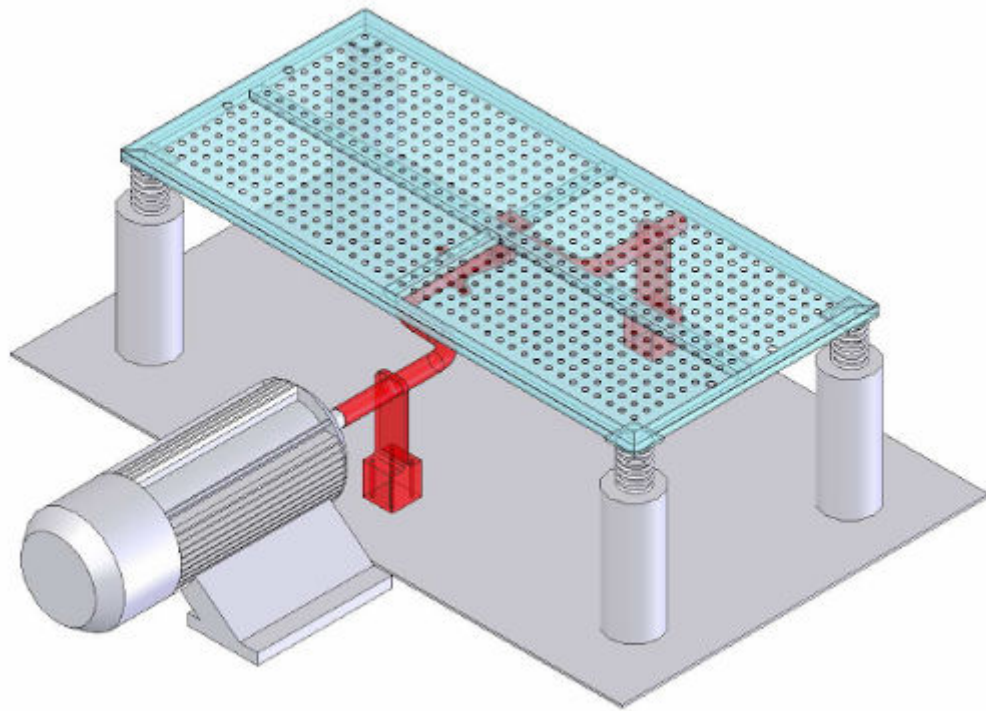
<b>Movimiento (Vibración)</b>	<b>Sensar Vibración</b>	<b>Cojinetes de Aire</b>	<b>Interpretar Información</b>
Pistón Neumático	Acelerómetro Piezoresistivo	Resortes de aire	DAQ
Motor Eléctrico	Acelerómetro Piezoeléctrico	Resortes helicoidales	
Pistón Hidráulico	Acelerómetro Capacitivo	Resortes por mecanismos de fricción	
Musculo neumatico	Vibrómetro Láser		

## 5.1. CONCEPTO A

**Tabla 6. Concepto A**

Motores Eléctricos	Acelerómetro Piezoeléctrico	Resortes helicoidales	DAQ
--------------------	-----------------------------	-----------------------	-----

**Ilustración 1. Diseño del concepto A**



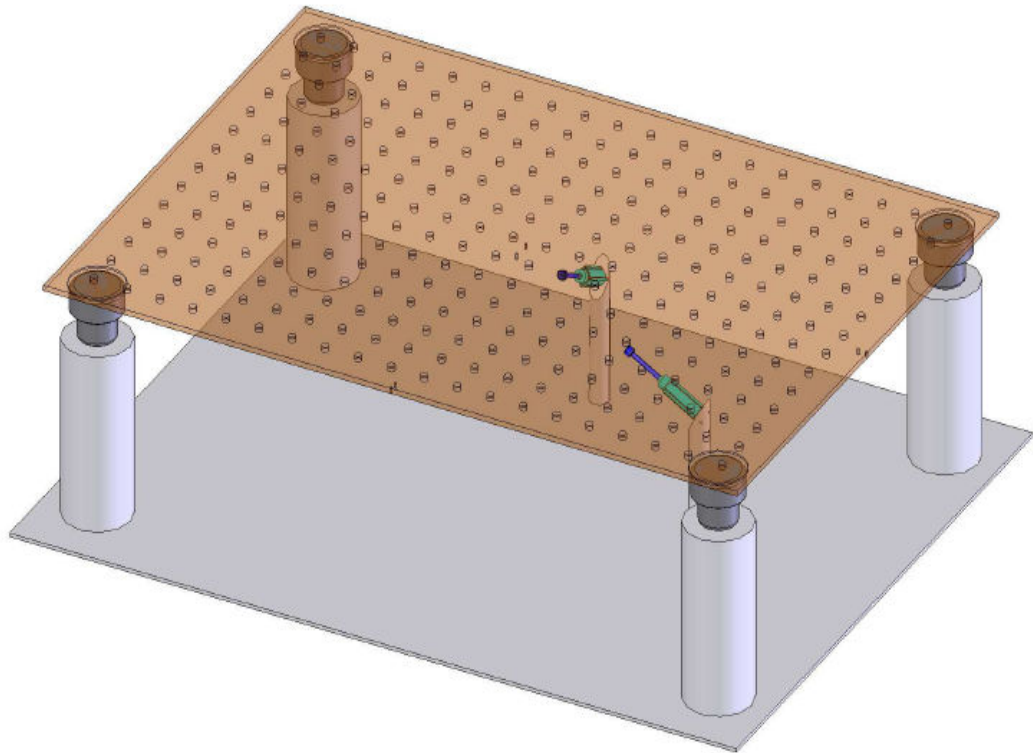
En este boceto se pretende generar el movimiento de vibración, a través de un mecanismo parecido a una biela acoplada al eje del motor, provocando movimientos vibratorios cíclicos, debido a que el motor va a girar y en cada revolución producida, el sistema volverá a producir el mismo movimiento. Posteriormente se continua con el sensado de dichas vibraciones a través de un acelerómetro piezoeléctrico el cual nos permitirá grabar la intensidad de las mismas, como el movimiento generado tiene que ser lo más libre posible se tomaron como soportes de las bases del banco de prueba unos resortes helicoidales, permitiendo que este tipo de acción se produzca en forma más libre, permitiendo así capturar estos datos para que sean procesados por la tarjeta de adquisición de datos (DAQ).

## 5.2. CONCEPTO B

**Tabla 7. Concepto B**

Pistones Hidráulicos	Acelerómetro Piezoresistivo	Resortes por mecanismos de fricción	DAQ
-------------------------	--------------------------------	---	-----

**Ilustración 2. Diseño del concepto B**



En este prototipo se especula en realizar la vibración con pistones hidráulicos ya que tienen más fuerza, por lo cual lograría levantar más peso, y los movimientos serían más suaves por lo que hace que el acelerómetro detecte fácilmente cualquier vibración, y con los resortes por mecanismos de fricción se aprovecharía el fluido proporcionado para los pistones economizando en bombas y válvulas. Al igual que en el diseño anterior se deja la DAQ como la encargada de suministrar el intercambio de información e interpretación de resultados entre el banco y la interface humana.

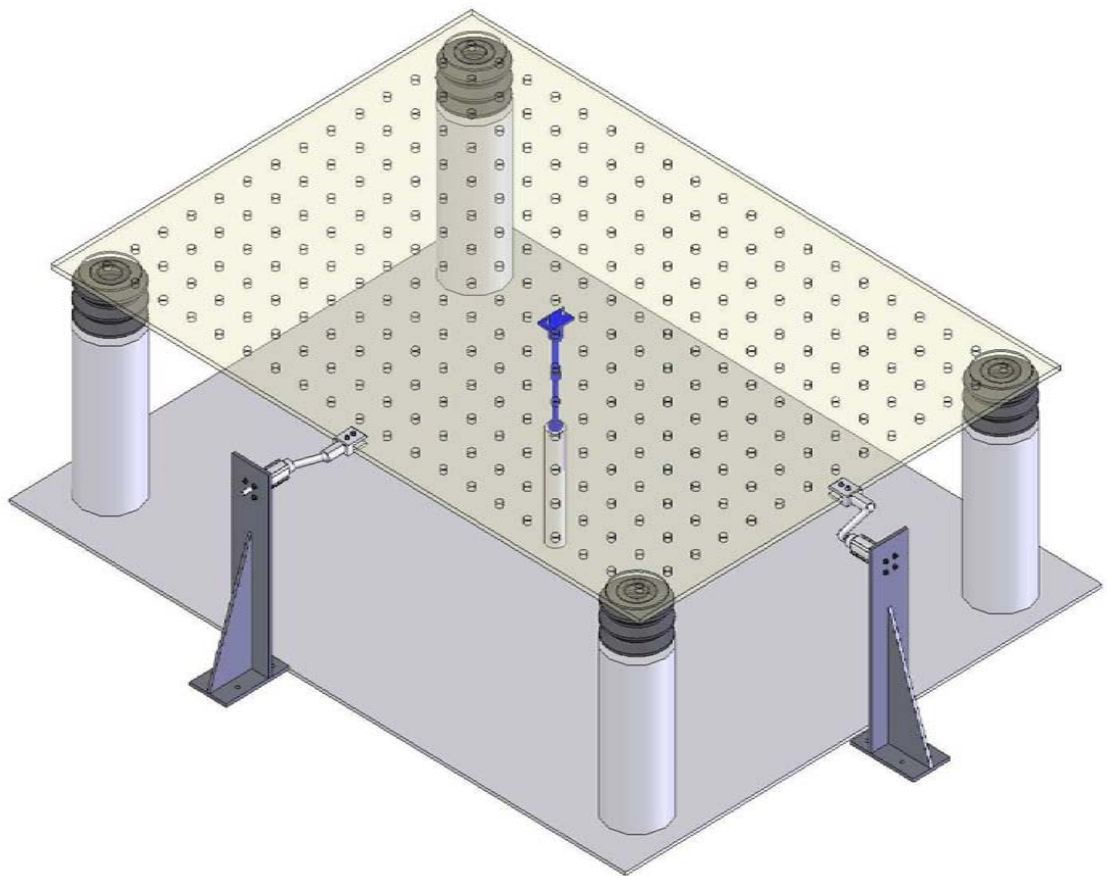


### 5.3. CONCEPTO C

**Tabla 8. Concepto C**

Pistones Neumáticos	Acelerómetro Capacitivo	Resortes de aire	DAQ
------------------------	----------------------------	---------------------	-----

**Ilustración 3. Diseño del concepto C**



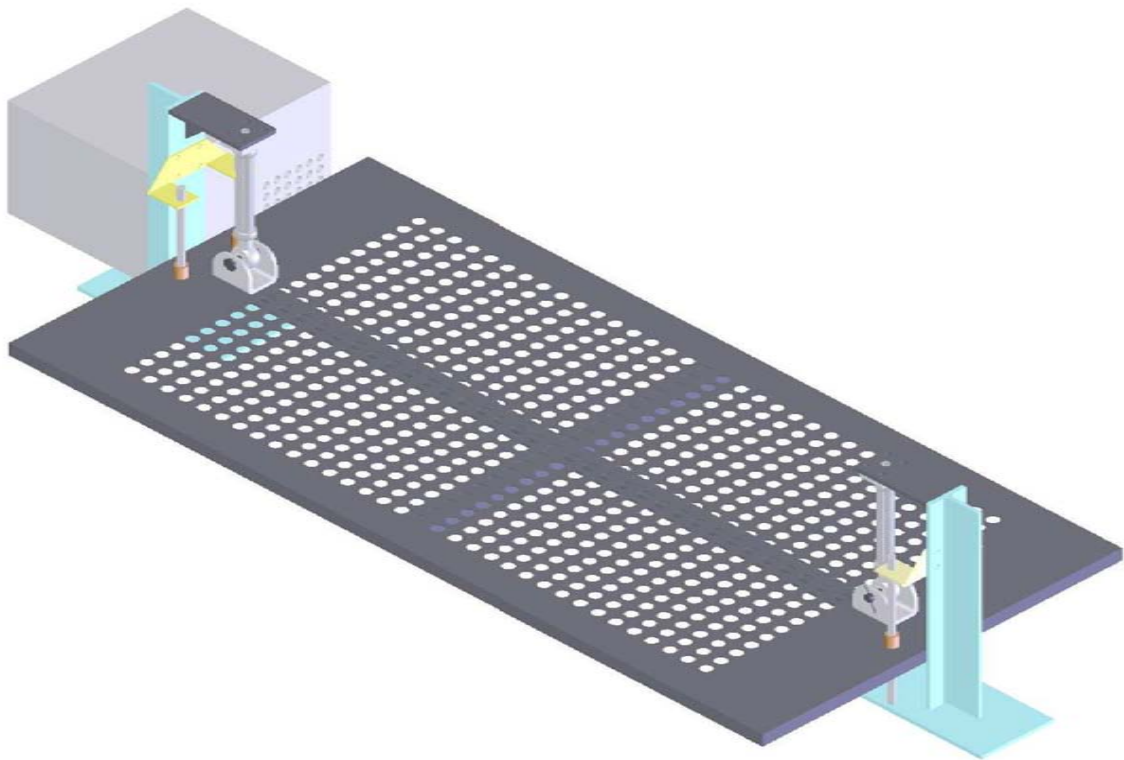
En este diseño se proyecta, que los pistones proporcionen una mayor velocidad de avance y regreso en el menor tiempo posible por lo cual se hace necesario, acoplar unos resortes de aire que permitan que la estructura se comporte de un modo más similar al precedente por las vías irregulares, admitiendo la captación de todas las vibraciones presentes por el acelerómetro piezoeléctrico el cual es de uso especial en la industria donde están presentes, detecta las diferentes variaciones de velocidad y aceleraciones imperceptibles por la rapidez de las misma.

## 5.4. CONCEPTO D

**Tabla 9. Concepto D**

Músculos Neumáticos	Acelerómetro Capacitivo	DAQ
------------------------	----------------------------	-----

**Ilustración 4. Diseño de concepto D**



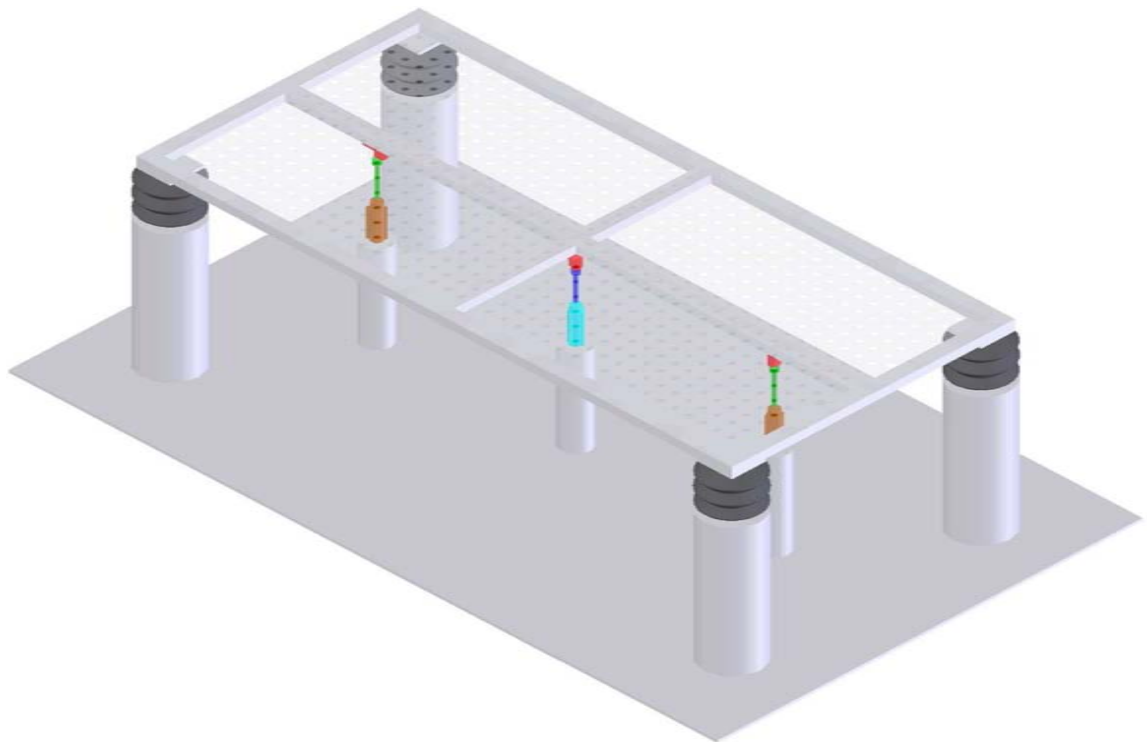
Este concepto es diferente a todos los demás con respecto a los músculos neumáticos los cuales garantizan un mejor control para generar las vibraciones y la variación de la intensidad de la mismas evitando movimientos violentos o bruscos, el acelerómetro capacitivo por poseer una baja resolución permite una alta sensibilidad de salida, se puede conectar tanto AC como CC, la mesa de ensayo es más pequeña por lo tanto es mas manipulable por parte del operario, el movimiento está restringido verticalmente, por lo que no permite generar datos erróneos, por parte del acelerómetro.

## 5.5. CONCEPTO E

**Tabla 10. Concepto E**

Pistones Hidráulicos	Pistones Neumáticos	Vibrómetro Láser	Resortes de aire	DAQ
----------------------	---------------------	------------------	------------------	-----

**Ilustración 5. Diseño del concepto E**



Con este diseño se tiene la idea de que al igual que los conceptos C y D el movimiento es realizado por pistones neumáticos ya que estos proporcionan una alta velocidad, generando los ciclos por minuto necesarios como para obtener las frecuencias establecidas en la Norma Interna de Renault, el acelerómetro no estaría ensamblado en la estructura por lo que se podría utilizar como aparato de medición de mantenimiento, reduciendo costos de mantenimiento, y los resortes de aire permitirían ir en todas las direcciones a la estructura ya que estos estarían únicamente conformados por el caucho que le da su forma sin ningún contenido fluido embebido, en el vibrómetro láser se podrá descargar los datos suministrados al PC directamente y también de calibrador de vibraciones y velocidades y aceleraciones.

## 6. SELECCIÓN DE CONCEPTOS

En la fase de selección de conceptos se evalúan las diferentes alternativas bajo los mismos criterios en una matriz de tamizaje y otra de selección para decidir con los mejores razonamientos cuáles son las mejores alternativas y cuál modelo implementar, para ello se tomara como referencia el banco de pruebas el "MAST<sup>2</sup> del ITA", por ser uno de los bancos de pruebas más modernos y el cual cumple con la mayoría de especificaciones de la norma interna de Renault.

### 6.1. MATRIZ DE TAMIZAJE

**Tabla 11. Matriz de tamizaje**

Criterios de selección	Conceptos					
	A	B	C	D	E	REF
Generar vibraciones controladas	+	-	0	+	-	0
Sistema aleatorio	0	0	0	0	-	0
Precisión	0	+	0	+	-	0
Operar de forma continua	0	0	0	0	0	0
Requerir poco mantenimiento	0	-	0	0	-	0
Variación de las frecuencias	+	+	+	+	+	0
Robusto	+	+	0	+	-	0
Facilidad de uso	0	-	0	+	-	0
Alto régimen de trabajo	0	-	0	+	-	0
Estabilidad	+	+	0	0	-	0
Seguro ante accidentalidad	+	-	+	+	-	0
Mejorar la calidad de la sillería	+	0	0	+	0	0
Cumplir con la Norma Interna 05 - 866 de Renault	0	0	0	+	0	0
Suma de (+)	6	4	1	9	1	
Suma de (0)	7	4	11	4	3	
Suma de (-)	0	4	0	0	9	
Puntaje neto	6	0	1	9	-8	
Clasificación	2	4	3	1	5	
¿Continuar?	Si	No	Si	Si	No	

<sup>2</sup> Actualidad tecnológica [en línea]. innovación. Aragón: Instituto tecnológico de Aragón, 2007. [Consultado 04 de octubre de 2007]. Disponible en Internet: <http://innovacion.ita.es/ceneo/descargas/93-7.pdf>

La matriz de tamizaje es una herramienta de filtrado de conceptos la cual permite compararlos con una referencia, para ser evaluados, según los criterios seleccionados así:

- **+**: Mejor que...
- **0**: igual a...
- **-**: Peor que...

## 6.2. REVISIÓN Y MEJORA DE CONCEPTOS

Después de realizar la matriz de tamizaje se toman algunas ideas o subfunciones de los conceptos descartados para perfeccionar los conceptos favorecidos para continuar y poder tomar la mejor decisión del concepto a desarrollar.

## 6.3. MATRIZ DE EVALUACIÓN

**Tabla 12. Matriz de evaluación**

Concepto		C+		D+		A+		RE F
Criterios de selección	%	N	%	N	%	N	%	N
Generar vibraciones controladas	20	4	0.8	4	0.8	4	0.8	3
Sistema aleatorio	8	4	0.32	4	0.32	4	0.32	3
Precisión	10	3,5	0.35	4	0.4	4,5	0.45	3
Operar de forma continua	5	3	0.15	4	0.2	3	0.15	3
Requerir poco mantenimiento	5	3	0.15	3	0.15	3	0.15	3
Variación de las frecuencias	12	3,5	0.42	4	0.48	3,5	0.42	3
Alto régimen de trabajo	5	3	0.15	3,5	0.17	3	0.15	3
Estabilidad	5	4	0.2	5	0.25	4	0.2	3
Mejorar la calidad de la sillería	10	4	0.4	4	0.4	3,5	0.35	3
Cumplir con norma 05 - 866 de Renault	20	4	0.8	4	0.8	4	0.8	3
<b>Total</b>		3.74		<b>3.97</b>		3.79		
<b>Orden</b>		3		<b>1</b>		2		
<b>¿Continuar?</b>		No		<b>Si</b>		No		

**Criterio de evaluación:**

- 1: Mucho peor que...
- 2: Peor que...
- 3: Igual a...
- 4: Mejor que...
- 5: Mucho mejor que...

No es el objetivo de esta etapa escoger el mejor concepto, pero si del método, desarrollar el mejor concepto, tratando de refinar los conceptos y requerimientos para desarrollar los mejores prototipos. Una vez se obtenga la selección y calificación de los conceptos, de acuerdo a los criterios más notables, el resultado es que el concepto más indicado a desarrollar es el **D+**.

Por sugerencia de la empresa donde se desarrollo el proyecto se hace necesario desarrollar un diseño paralelo a este por lo cual se retomara el modelo A+ que contiene un motor, realizando la siguiente modificación, los resorte helicoidales serán cambiados por amortiguadores neumáticos, para proporcionar una mayor aleatoriedad del movimiento, planteado y sugerido por el ingeniero Pablo Jaramillo de la ensambladora de Sofasa en Itagüí, esto se hace con el fin de tener un dispositivo alterno que modifique tiempos de acople, costos de presupuesto y por su puesto facilidad y simplicidad del mismo, por lo cual la empresa está en total libertad de seleccionar el diseño que para ellos sea el más conveniente.

#### **6.4. ESPECIFICACIONES FINALES**

Una vez se haya seleccionado el concepto a desarrollar es necesario realizar una revisión de los valores preliminares de las métricas y los valores efectivos de cada concepto a desarrollar, con el objetivo de conformar las especificaciones finales que tendrá el producto con sus respectivas unidades en el sistema métrico internacional tal como se muestra en la tabla 13 y 14.

**Tabla 13. Especificaciones Finales para el modelo A+**

#	# NC	MEDIDAS	UNIDAD	IMP	Valores
1	1,2,10,13	Vibraciones	g/Hz	5	2
2	1,7,13	Peso	Kg	5	550
3	7,11,12	Dimensiones	Mm	3	2500X1500X50
4	1,2,3,4,10,13	Velocidad máx.	m/s	4	1
5	1,2,3,6,10,12,13	Aceleración máx.	G	3	3
6	2,3,4,5,8,12,13	Frecuencia máx.	Hz	5	60
7	3,4,5,9,10,12	Tiempo de comunicación	Sub	4	Bueno regular
8	3,6,8,12,13	Adaptabilidad	Sub	5	1 - 5
9	1,3,5,10,12,13	Carga máx.	Kg	4	600
10	2,3,4,5,7,10,12	Costo	\$	2	120.000.000
11	1,4,5,8,9	Vida útil	Años	4	4
12	1,2,6	Resonancia	Hz	5	200

**Tabla 14. Especificaciones Finales para el modelo D+**

#	# NC	MEDIDAS	UNIDAD	IMP	Valores
1	1,2,10,13	Vibraciones	g/Hz	3	1
2	1,7,13	Peso	Kg	5	350
3	7,11,12	Dimensiones	Mm	3	2000X1000X10
4	1,2,3,4,10,13	Velocidad máx.	m/s	4	0.1
5	1,2,3,6,10,12,13	Aceleración máx.	G	3	5
6	2,3,4,5,8,12,13	Frecuencia máx.	Hz	4	70
7	3,4,5,9,10,12	Tiempo de comunicación	Sub	4	Bueno regular
8	3,6,8,12,13	Adaptabilidad	Sub	4	1 - 5
9	1,3,5,10,12,13	Carga máx.	Kg	5	500
10	2,3,4,5,7,10,12	Costo	\$	3	25.000.000
11	1,4,5,8,9	Vida útil	Años	4	5
12	1,2,6	Resonancia	Hz	5	250

## **7. DESARROLLO DE LA ARQUITECTURA DEL PRODUCTO**

Esta fase permitirá conocer aspectos de vital importancia para la transformación del sistema con el propósito que cumpla con las necesidades establecidas por la empresa en cuanto a lo que a la concepción final del dispositivo en aspectos tales como prototipado, diseño industrial, diseño para manufactura y diseño para ensamble.

### **7.1. ANÁLISIS DE LA ARQUITECTURA DEL PRODUCTO**

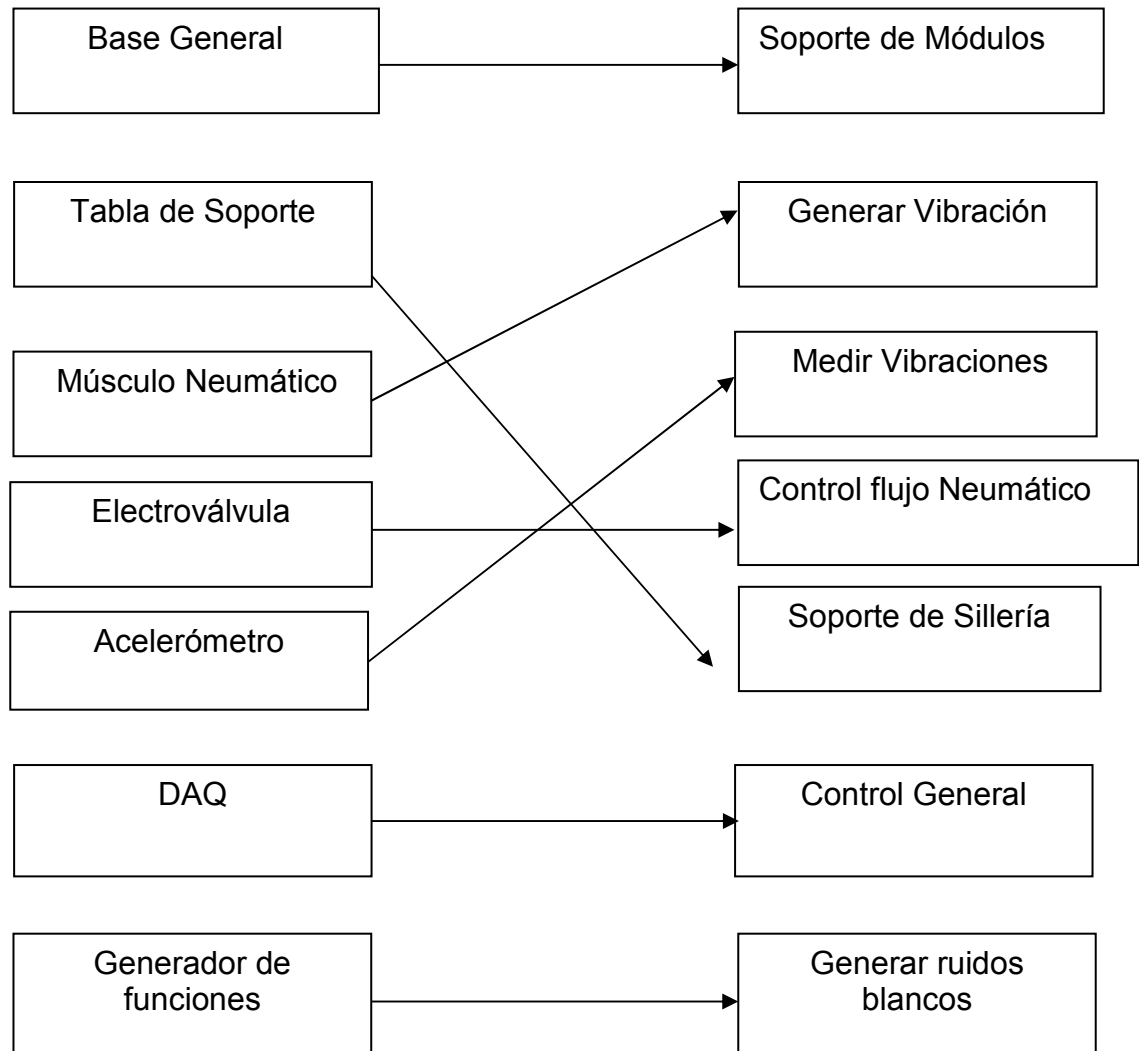
La selección de la arquitectura se relaciona con la planificación y el desarrollo de los conceptos del producto, permitiendo realizar un desarrollo más fácil del dispositivo.

Para este tipo de desarrollo se ha seleccionado la arquitectura modular, con la intención que durante la construcción del prototipo se puedan realizar modificaciones, actualizaciones y adaptaciones necesarias que dieran a lugar al diseño original, durante la construcción del prototipo.



## 7.2. INTERACCIONES ENTRE ELEMENTOS FÍSICOS Y FUNCIONALES

**Ilustración 6. Interacciones entre elementos físicos y funcionales**

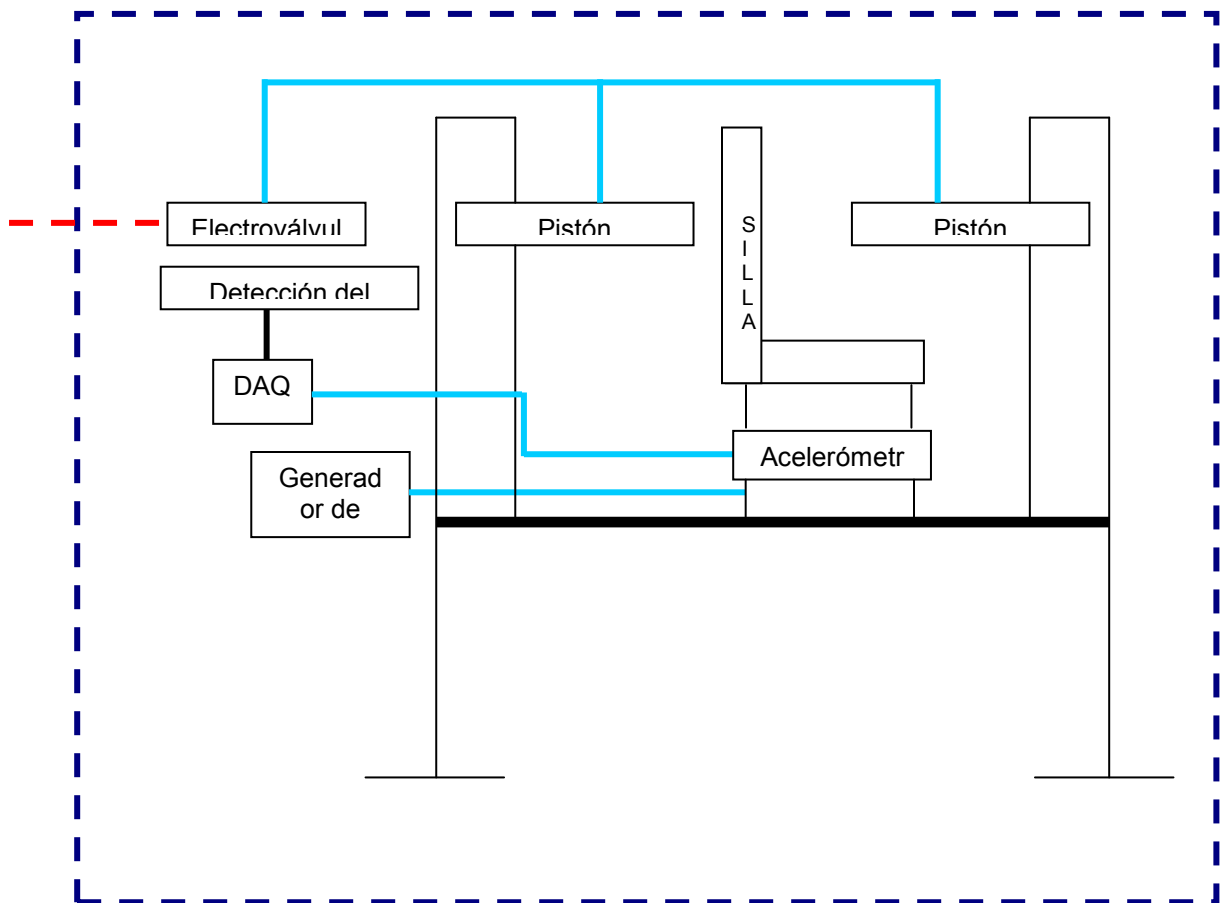


Al examinar los componentes físicos y funcionales, se observa que hay una función biunívoca entre la parte física y las diferentes funciones, por lo cual se deduce que la arquitectura que describe el producto es modular.

### 7.3. ESQUEMA DEL PRODUCTO

A continuación se presenta un esquema general del producto donde se aprecian los diferentes módulos que componen el dispositivo con sus respectivas funciones.

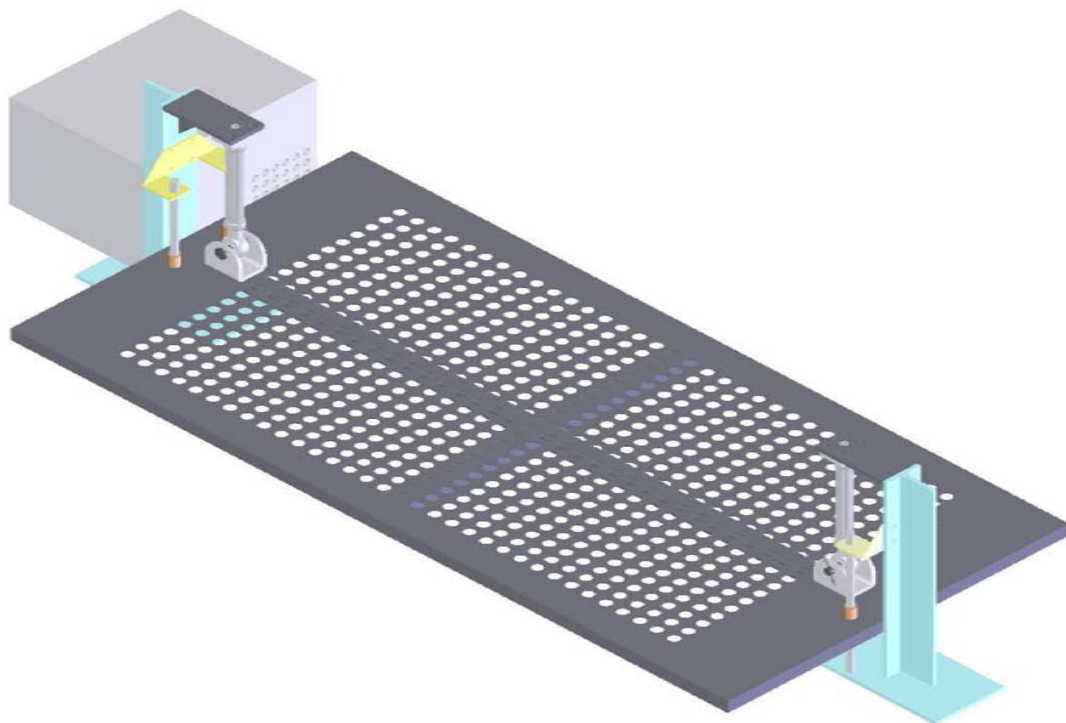
**Ilustración 7. Esquema general del dispositivo por bloques**



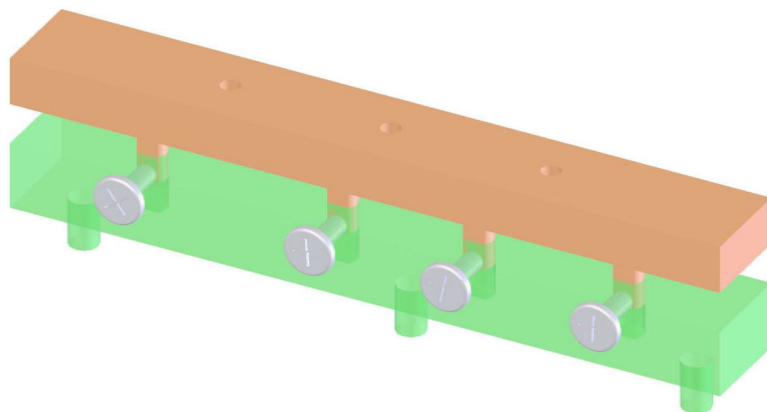
#### 7.4. DISTRIBUCIÓN GEOMÉTRICA

El layout nos permite observar la disposición física de los conjuntos existentes, dentro del área de trabajo, además la ordenación y colocación de todos los elementos que componen el sistema, para mejorar la distribución o agrupación con el propósito que el modelo sea más eficaz.

**Ilustración 8. Modelo virtual de diseño**



**Ilustración 9. Sujetador de sillería delantera.**



## **7.5. IDENTIFICACIÓN DE INTERACCIONES FUNDAMENTALES E INCIDENTALES**

Las interacciones fundamentales son aquellas donde el sistema, bajo determinadas condiciones específicas, se espera que ejecute normalmente las funciones de acuerdo a su desarrollo de diseño.

En cambio, las interacciones incidentales son todas aquellas funciones innatas al funcionamiento de cualquier sistema mecánico o electrónico, que de modo dificultan el buen desempeño del sistema.

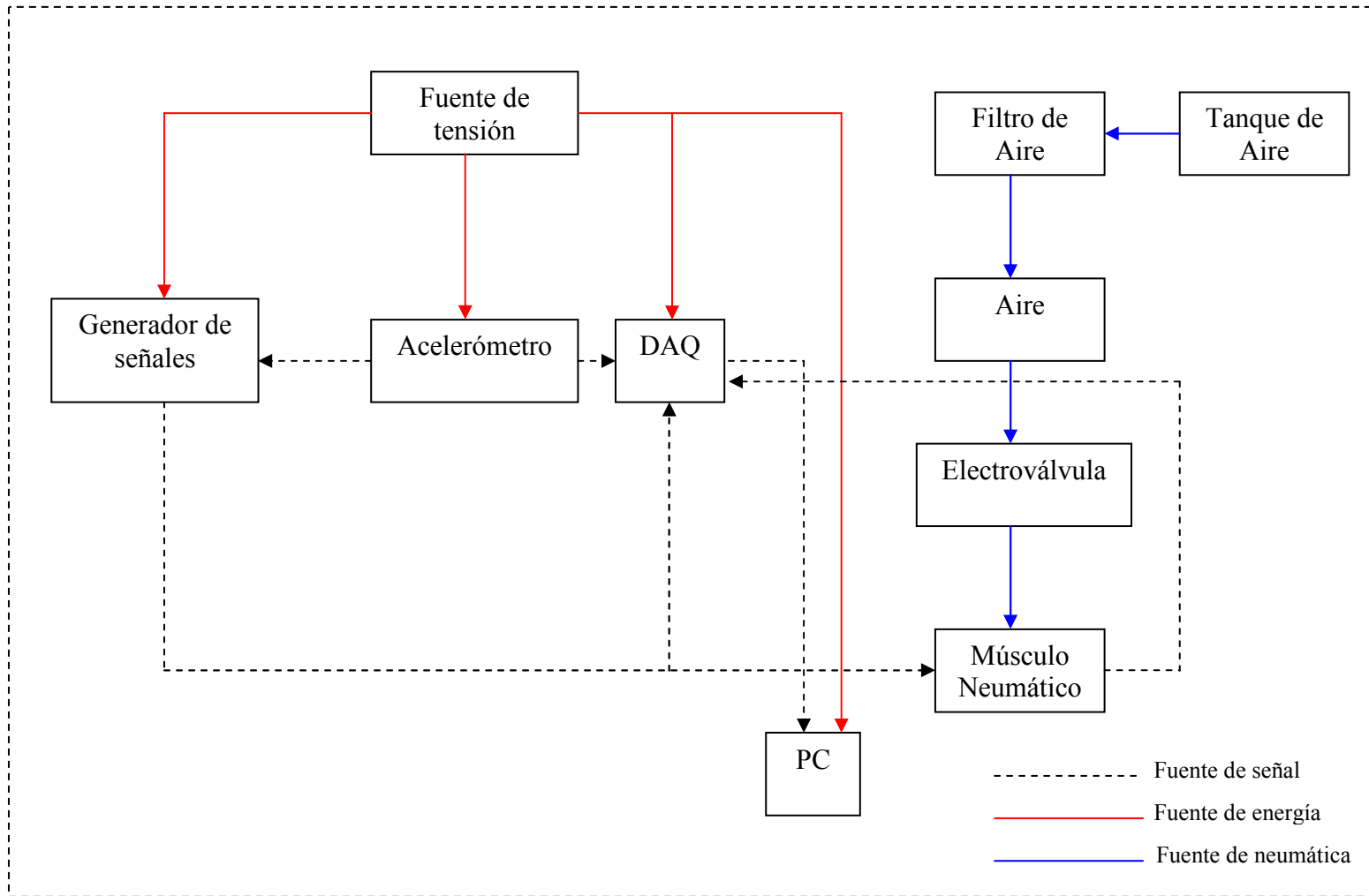
**7.5.1. Interacciones fundamentales.** Las interacciones que pudiesen presentarse bajo el correcto funcionamiento del sistema son:

- Cumplir con los diferentes procedimientos para la validación de la sillería como lo indica la Norma Interna NC 3205866 de RENAULT.
- Replicar las vibraciones generadas en las vías irregulares, para garantizar un análisis más preciso sobre los diferentes ruidos parásitos que pudiesen presentarse.

**7.5.2. Interacciones incidentales.** Algunas de las interacciones incidentales que pueden generarse en el sistema son:

- Fallas por degradación o desgaste de las diferentes partes mecánicas que entran en contacto dinámico durante la prueba.
- Descalibración del generador de señales produce un desbalance en la sincronización de los músculos neumáticos.

**Ilustración 10. Arquitectura del sistema electrónico**



## 8. DISEÑO INDUSTRIAL

### 8.1. VALORACIÓN DEL DISEÑO INDUSTRIAL

El proceso de la creación de un producto se estructura en dos partes: un buen impacto visual, el cual da respuesta a los requerimientos emocionales y la parte funcional, la cual da respuesta a los requerimientos racionales. Ambas partes se pueden desplegar de forma independiente, pero siempre se llegará a un punto en donde confluirán, con la intención de esbozar como debe ser el producto.

Los criterios de la tabla de valoración del diseño son de gran importancia, ya que se destacan aspectos como la facilidad de uso, la calidad de las interfaces con el usuario, la seguridad, la apariencia física, el mantenimiento y las características de mayor importancia para un usuario final, que brindan un valor agregado al producto.

### 8.2. NECESIDADES ERGONÓMICAS

**Tabla 15. Valoración de necesidades ergonómicas**

	Bajo	medio	alto
Facilidad de uso			
Facilidad de mvto. y reparación			
Cantidad de interacciones			
Novedad de las interacciones			
Seguridad			

**Facilidad de uso:** Medio-Alto, su uso debe ser fácil. La valoración de este elemento ya se encuentra especificada dentro de las necesidades del cliente a satisfacer.

**Facilidad de mantenimiento y reparación:** Media-Alta, debido a que no interfiere con la producción, pero que si se presenta un paro por daño el elemento demoraría un tiempo su instalación de nuevo ya que no son elementos de fácil consecución nacional y son de carácter específico.

**Cantidad de interacciones:** Media, ya que el número de interacciones con el usuario es son pocas.

**Novedad de las interacciones:** Media-Baja, ya que la novedad en las interacciones de este dispositivo no es muy significativa.

**Seguridad:** Media-Alta, ya que al ser un dispositivo de uso continuo de manipulación por parte del usuario debe de brindar un buen nivel de seguridad.

### 8.3. NECESIDADES ESTÉTICAS

**Tabla 16. Valoración de necesidades estéticas**

	Bajo	medio	alto
Diferenciación del producto	●	●	●
Orgullo, imagen o moda	●	●	●
Motivación	●	●	●

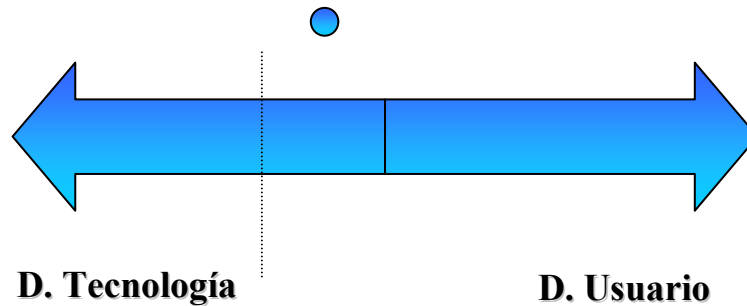
**Diferenciación del producto:** Media, ya que en este tipo de dispositivos el impacto visual generado en el usuario no es tan apreciable.

**Orgullo de posesión, imagen o moda:** Media-Alta, ya que es de mucha importancia la para la empresa contar con este banco de pruebas (**BDRP**), debido a que en el momento sería pionera a nivel latinoamericano en este tipo de ensayos.

**Motivación:** Alta, es importante que el producto sea motivo de orgullo.

#### 8.4. NATURALEZA DEL PRODUCTO

Ilustración 11. Naturaleza del producto



Para determinar el tipo de naturaleza del producto, se tuvo en cuenta las consideraciones anteriores con la intención de analizar si el prototipo es dominado por la tecnología o por el usuario, por lo cual se concluye que el diseño del sistema es de tipo tecnológico, ya que su funcionamiento está basado en la tecnología o su habilidad de acometer una tarea técnica o específica, ya que en este caso, se trata de generar vibraciones controladas en sillas de automóviles para la detección de ruidos parásitos en las mismas, identificando el nivel y la intensidad de la severidad de ruido.

El sistema está diseñado para personas con conocimiento previo a su uso, es decir, no es intuitivo.

Este sistema está diseñado para realizar pruebas destructivas, debido a que como es de dominio público las vibraciones de cualquier tipo producidas por un sistema, mecanismo, pieza, etc....causan desajustes, roturas y desbalances que generan holguras que terminan con la decadencia del elemento de prueba.



## **9. DISEÑO PARA MANUFACTURA Y ENSAMBLE**

### **9.1. DISEÑO PARA MANUFACTURA (DPM)**

Este método de diseño integrado de productos o ingeniería concurrente, permite mejorar la fabricación de piezas analizando geometrías, valores y tolerancias, utilizando las primeras etapas de diseño para disminuir los costos de los elementos a fabricar sin sacrificar la calidad del producto final, con el fin de evaluar si costo vs. beneficio es propicio para la empresa.

Para la fabricación del sistema se tuvieron en cuenta los diferentes materiales a utilizarse, debido a la complejidad del sistema algunos componentes del sistema no serán de fácil adquisición nacional, ya que son dispositivos especializados y de poco consumo, como por ejemplo los acelerómetros y generador de señales aleatorias. Los otros componentes del sistema son todos de fácil consecución nacional.

### **9.2. DISEÑO PARA ENSAMBLE (DPE)**

**9.2.1. Integrar partes.** Este proceso tiene el propósito de evitar diseños de producto que tan sólo simplifiquen las operaciones de ensamble, pero que necesiten componentes más complicados y costosos, o que simplifiquen la fabricación de componentes, pero compliquen el proceso de armado, así como diseños sencillos y baratos de producto que sea difícil o costoso de respaldar y dar servicio.

Para cumplir con este propósito es necesario que las partes que se tengan que ensamblar o integrar se realice durante la fabricación, con el fin de realizar un análisis que permita determinar la forma más económica, teniendo en cuenta la mano de obra, el tiempo de ensamble y otros factores de fabricación.

**9.2.2. Maximizar facilidades de ensamble.** El costo para el ensamblaje se centra en simplificar el proceso de ensamble, con lo que se reduce el ciclo de Fabricación y se mejora la calidad del producto generando un buen diseño el mismo.

Para realizar un buen diseño para ensamble del producto se puede evaluar siguiendo o utilizando los siguientes pasos:

- Reducir al mínimo el número de partes o componentes.
- Valorar la arquitectura modular.
- Eliminación de ajustes.
- Facilitar el armado y prueba de fallos y errores.
- Utilización de procedimientos repetibles y claramente bien comprendidos.
- Selección de componentes que puedan sobrevivir a las operaciones del proceso.
- Diseño de pruebas eficaces y adecuadas.
- Distribución de partes para terminar el proceso de manera confiable.
- Evitar cambios de ingeniería en productos en el mercado.

Con este método se pretende disminuir el costo de ensamble y realizar alguna integración de las partes, para poder reducir los costos significativamente en todo el proceso en la tabla 17 se hace referencia al tiempo utilizado y la configuración del dispositivo con el propósito realizar el ensamble en el menor tiempo posible.

**Tabla 17. Análisis del costo del trabajo de ensamble**

Operación	# de operarios	Tiempo de Mano obra oper. (H./mod)	Obra oper. 2 (H./mod)
Soldar láminas o piezas de soporte	1	30	
Maquinado de piezas	1	60	
Elaboración de cojinetes de aire	1	45	
Montaje de las piezas mecánicas	2	20	20
Montaje del Acelerómetro	1	10	
Calibración del Acelerómetro	1	40	
Montaje del generador de señales	1	5	
Calibración del generador de señales	1	10	
Montaje del sistema neumático	1	40	
Montaje eléctrico	2	20	20
Montaje Cilindro Neumático	1	5	
Montaje de Control	2	45	
Montaje de la sillería	1	20	
Calibración del conjunto del sistema	2	60	60
Pruebas	2	20	20
Ajustes finales	2	10	10
Entrega del sistema	2	15	15
<b>Total minutos</b>		<b>455</b>	<b>145</b>

## **10. PROTOTIPADO**

### **10.1. TIPO DE PROTOTIPO A REALIZAR**

Durante el desarrollo del sistema se construyeron múltiples modelos, para evitar el estancamiento por parte del hardware y la sinergia del mismo, estos prototipos son:

**Prototipo A:** Este se realizó la finalidad de tantear la parte electrónica del sistema, por lo cual se realizaron prototipos del diseño electrónico, que se llevaron a cabo mediante simulación del circuito en un protoboard.

**Prototipo B:** Para el análisis de la parte mecánica y la correlación de los diferentes mecanismos se utilizaron herramientas CAD/CAM, para comunicar el concepto final a desarrollar y analizar las primicias del sistema en todas sus dimensiones.

**Prototipo C:** Este tiene el propósito analítico del funcionamiento de la parte de control del sistema con el fin de observar si hay variaciones en los datos entregados como señales de entrada y salida para la detección del ruido.

### **10.2. PROPÓSITO DEL PROTOTIPO Y EL POR QUÉ SE UTILIZARÁ**

La finalidad del prototipado consiste en asegurar que el sistema propuesto tiene toda la funcionalidad necesaria para llevar a cabo las tareas que el usuario quiere realizar, con el fin de deducir información sobre aspectos como: funcionalidad del sistema necesaria, Secuencias de operaciones, Representaciones necesarias, aspecto y sensación del sistema, por medio de una representación total de este, en el software de diseño Solid Works.

Debido a la diversidad de programas de simulación existentes y las diferentes características que poseen, se puede exponer claramente lo que se pretende

construir, pasando por las partes mecánicas hasta la simulación del control del sistema.

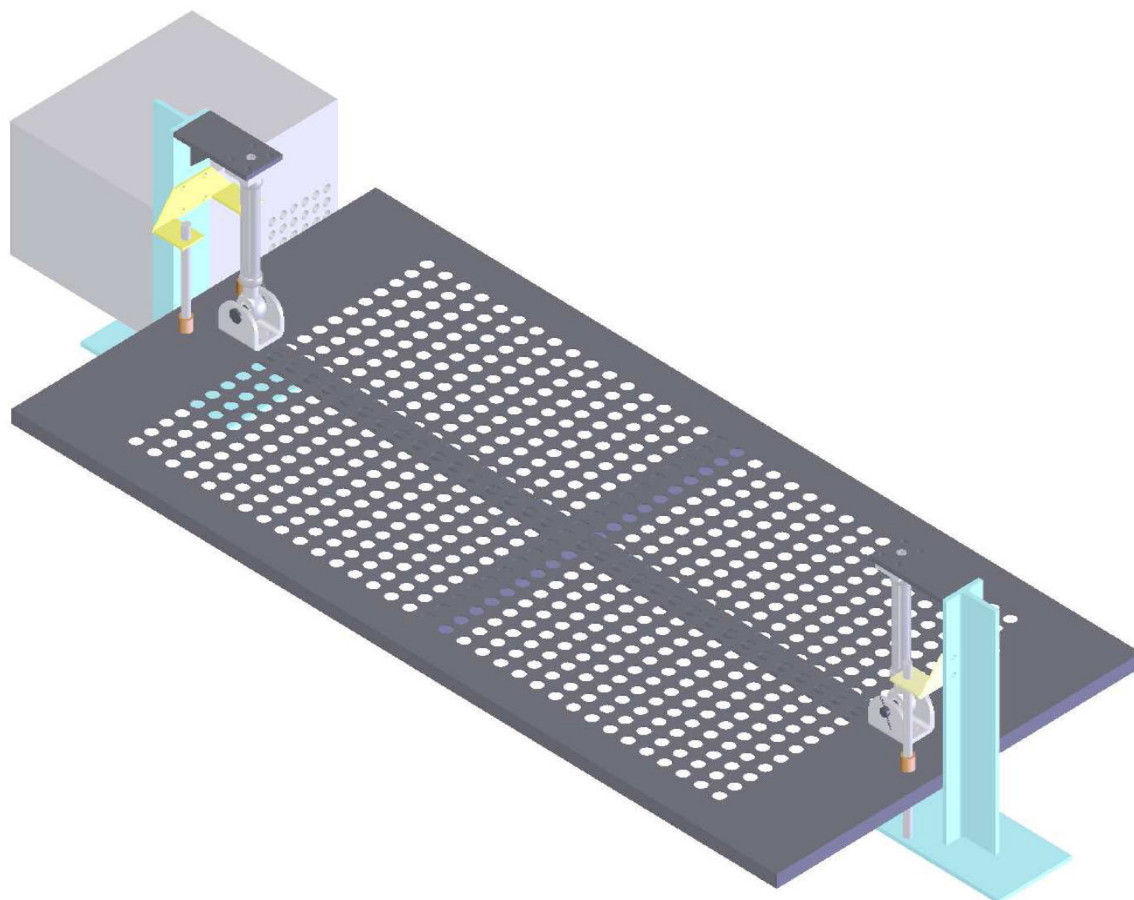
**10.2.1. Grado de aproximación.** El grado de aproximación que tendrá el prototipo será analítico, realizado en computadora, donde se analizarán imágenes, piezas, movimiento, espacio ocupado, dimensiones, además de estudiar posibles interferencias geométricas entre partes, ajuste y ensamblaje.

**Tabla 18. Lista de materiales utilizados en el sistema**

<b>Elemento</b>	<b>Material</b>
Soporte estructura	Acero
Soporte músculo	Acero
Viga soporte lateral	Acero
Soporte horizontal	Acero
Soporte central longitudinal	Acero
Soporte central horizontal	Acero
Lamina base	Acero
Unión músculo placa base	Acero
Unión placa músculo	Acero
Unión músculo soporte superior	Acero
Músculo neumático	Acero
Eje guía	Acero
Buje eje placa guía	Bronce
Buje articulación músculo	Nylon - Empack
Pin	Acero
Pasador articulación	Acero
Guía súper ejes	Acero

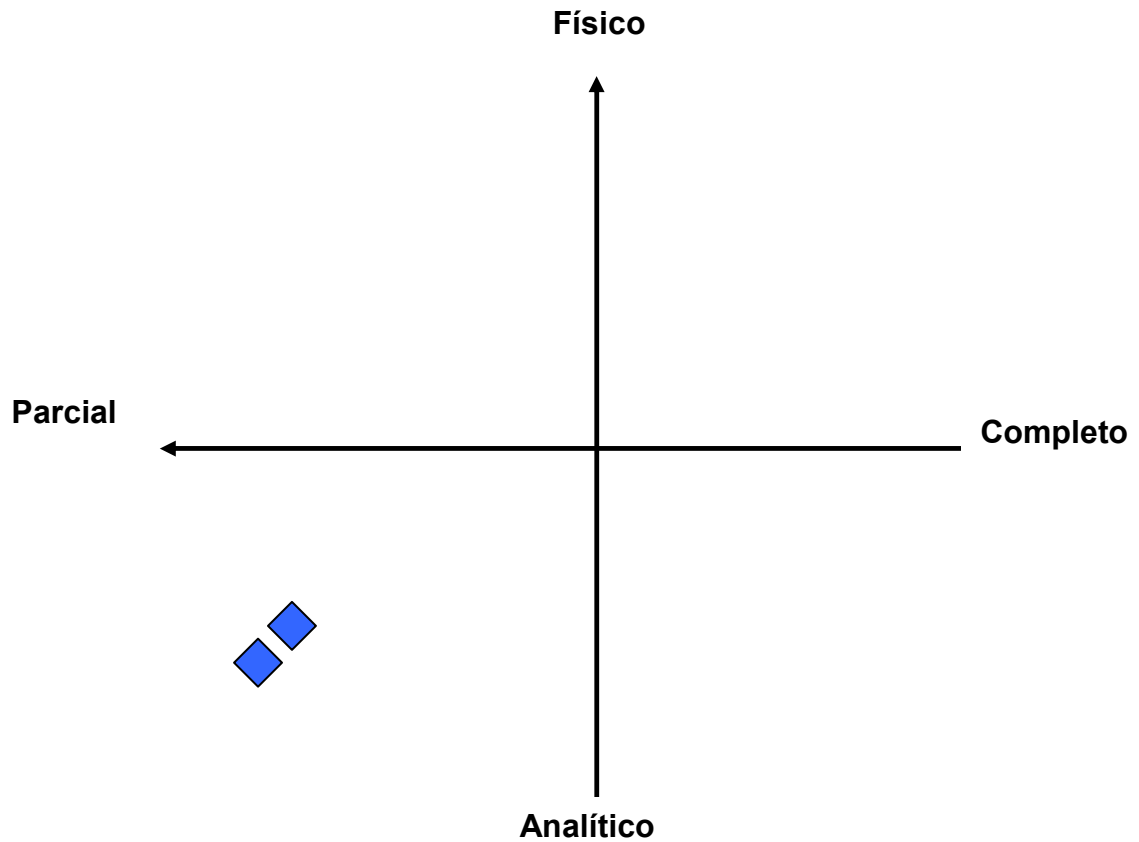
### 10.3. PROTOTIPO A PRESENTAR

Ilustración 12. Prototipo a presentar



#### 10.4. CLASIFICACIÓN DEL PROTOTIPO

Ilustración 13. Clasificación del prototipo



Los sistemas desarrollados (A+ y D+) siendo este ultimo el desarrollado por el método estructurado de diseño del presente trabajo y el A+ el concepto generado y propuesto por las empresas (Inorca Ltda. y Sofasa) se conceptúan como prototipos Parcial – Analítico, ya que son aproximaciones esbozadas del sistema final, el cual conlleva como ya se ha mencionado anteriormente el desarrollo analítico ya que implementa todas las características que exige la norma interna de Renault y parcial ya que no es un producto final para su fabricación.

## 11. DISEÑO DETALLADO

Para demostrar la funcionalidad de los sistemas que componen el banco de pruebas para la generación de vibraciones controladas en sillas de automóviles para la detección de ruidos parásitos, se describirán las diferentes funciones intrínsecas de modelos propuestos, que se desarrollaron en el sistema de apoyo o placa de soporte, el sistema de vibración y el sistema de información, permitiendo una correlación entre estas para un desarrollo final óptimo.

Esto se realiza con la finalidad de que puedan ser modificadas las funciones intrínsecas con la intención de que sean de guía para posteriores cambios o actualizaciones en el funcionamiento del dispositivo.

### 11.1. SELECCIÓN DEL MATERIAL

La selección de los materiales que se utilizó en el desarrollo de este proyecto fue realizada en base a los requerimientos necesarios para que trabajasen bajo efectos de vibraciones, ya que este es el objetivo de este proyecto de igual forma se realizó se tuvo en cuenta esta primicia con los diferentes componentes que componen el sistema como lo son los acelerómetros, la DAQ, el generador de señales estocásticas y los cojinetes de aire, todos estos se analizaron con el fin no solamente de realizar un decremento en el costo, si no también que se pudiesen ajustar a nuevos cambios o modificaciones que pudiese tener el sistema, es por ello que se seleccionó la arquitectura modular, buscando este fin.

### 11.2. DISEÑO MECÁNICO DE LA ESTRUCTURA Y MECANISMOS

Para abordar el diseño del dispositivo es necesario tener en cuenta las primicias del usuario y la Norma Interna proporcionada con la casa matriz, las cuales tienen correlación con el diseño mecánico del dispositivo, con la intención de empezar a definir la forma, apariencia y dispositivos de acople de manera que permita una sinergia entre los mimos, para generar un dispositivo de gran impacto industrial.

La estructura mecánica dará forma a la plataforma del **BPDRP**, su diseño será importante en la medida que muchas cualidades del **BPDRP** dependerán de cómo



se realice ésta. Interesa que sea resistente mecánicamente, que soporte los esfuerzos presentes en las vibraciones, que sea fácilmente desmontable o por lo menos que posea facilidad de acceso a elementos como sillería, tarjetas de control, motores, sensores, Pistones, etc.

Las estructuras que se proponen en el desarrollo del BPDRP pretenden que sean de fácil fabricación, que cumplan con las normas nacionales e internacionales de acuerdo a las propiedades mecánicas de los materiales, permitiendo que el usuario pueda manipular fácilmente el BPDRP. Los actuadores presentes en este sistema (motores, músculos neumáticos, etc.) forman parte importante de la estructura de los mecanismos empleados para generar la vibración, el cual es el sistema más importante en el BPDRP, para su selección se tuvieron en cuenta factores de carga, respuesta a las perturbaciones, velocidades críticas, tipo de desplazamiento, carga a desplazar, entre otras características intrínsecas en este tipo de sistema.

### 11.3. CALCULOS DEL DISPOSITIVO QUE RELACIONA EL MOTOR

Teniendo en cuenta los pesos de los elementos:

$W_S$  : *Peso \_ Silla \_ Trasera*

$W_D$  : *Peso \_ Dispositivo*

$W$  : *Peso \_ Total*

$W_M$  : *Peso \_ Maniqui*

Sustituyendo

$$W_S = 50Kg$$

$$W_M = 75Kg$$

$$W_D = 60Kg$$

$$W = W_S + W_D + 2(W_M)$$

$$W = 260Kg$$

$$W = 2550.6N$$

Dado que la frecuencia mínima de trabajo exigido por la norma es de 70Hz entonces tenemos:

$$\omega = 439.82 \text{ rad} / s$$

$$\omega = 4199.96 \text{ rpm}$$

Si la amplitud del movimiento se determina en 50mm se tiene un momento o torque igual a:

$$M = f \cdot d$$

$$M = 127.53 \text{ Nm}$$

Dado que la potencia mecánica es igual al torque por la velocidad angular, se obtiene que:

*P : Potencia*

*M : Momento*

*$\omega$  : Velocidad \_ Angular*

Reemplazando valores:

$$P = M \cdot \omega$$

$$P = 56090.24 \text{ Nm} / s$$

$$P = 56090.24 \text{ Watt}$$

$$P = 75.19 \text{ HP}$$

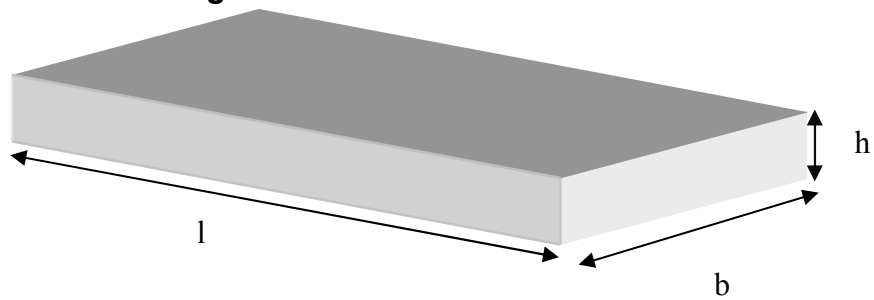
En conclusión, se requiere un motor que otorgue una potencia nominal de arranque 76HP @ 4200rpm, dado que para motores monofásicos o trifásicos comercialmente hasta el momento no se han hallado aquellos que cumplan con la velocidad demandada, se hace necesario implementar una caja reductora que permita transformar la potencia adicional en velocidad angular, garantizando así un desempeño de los requerimientos mínimos que exige el sistema.

#### 11.4. CALCULO DE LA FUERZA CORTANTE Y EL MOMENTO FLECTOR

Para calcular la fuerza cortante y el momento flector es indispensable conocer el área y la fuerza puntual aplicada a la placa para identificar los valores más críticos presentes en esta y determinar su nivel de resistencia a la compresión.

##### 11.4.1. Calculo del área y la fuerza ejercida en la placa

###### Ilustración 14. Placa rectangular



$$A = b \cdot h$$

Donde

$$l = 2\text{m}$$

$$b = 1\text{m}$$

$$h = 0.010\text{m}$$

$$A = 0.010\text{m}^2$$

**11.4.2. Determinación del peso.** Teniendo en cuenta los pesos de los elementos:

Donde

$W_S$  : *Peso \_Silla \_Trasera*

$W_D$  : *Peso \_Dispositivo*

$W$  : *Peso \_Total*

$W_M$  : *Peso \_Maniqui*

$$W_S = 50Kg$$

$$W_M = 75Kg$$

$$W_D = 60Kg$$

$$W = W_S + W_D + 2(W_M)$$

$$W = 260Kg$$

$$W = 2550.6N$$

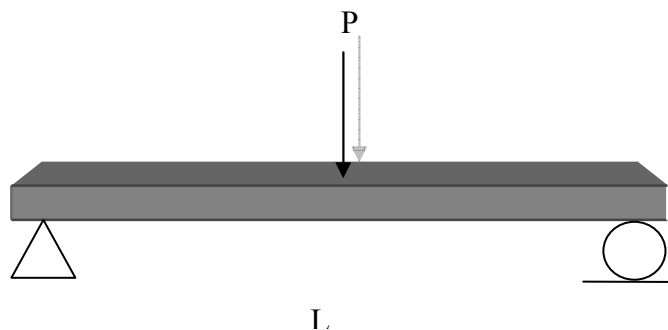
**11.4.3. Análisis estático de la placa.** Para la determinación de la flexión en la placa, es necesario realizar un análisis tipo viga por lo cual es necesario que para este tipo de análisis cumpla con las siguientes consideraciones:

- Que sea un elemento prismático
- Que tenga una sección transversal uniforme
- Que sea un material homogéneo
- Que soporte cargas transversales

Una vez determine la fuerza puntual, el área de aplicación de dicha fuerza y las consideraciones que anteriormente se exponen, proceda a determinar el tipo de viga a utilizar con el fin de determinar los valores de las diferentes reacciones que la viga (Ilustración 15) tomara.

Para este diseño se empleara una viga simplemente apoyada, ya que la placa se comportara como una viga, que este libre con la finalidad que no se atenúen o amortigüen los movimientos estocásticos generados.

#### **Ilustración 15. Viga Simplemente apoyada**



Donde:

$$P=2550.6\text{N}$$

$$L=2\text{m}$$

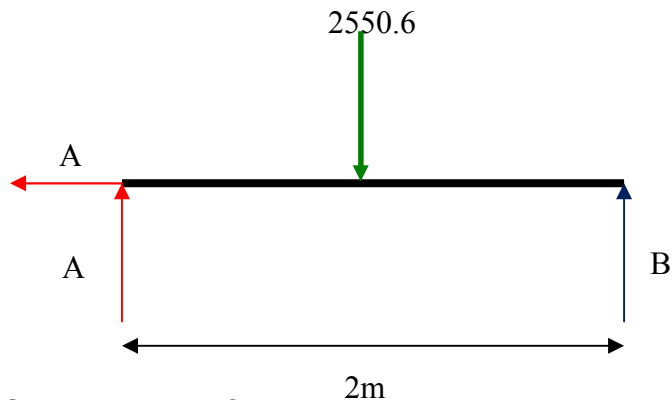
$$A_x=0$$

$$A_y=?$$

$$B_y=?$$

Se realiza un diagrama de cuerpo libre tal y como se muestra en la figura 16, con el fin de identificar las diferentes fuerzas que actúan y están presentes en la palca.

#### Ilustración 16. Diagrama de cuerpo libre de la viga



#### 11.4.4. Cálculo de las fuerzas y momentos presentes en la placa

$$\sum F_x=0$$

$$F_y=0$$

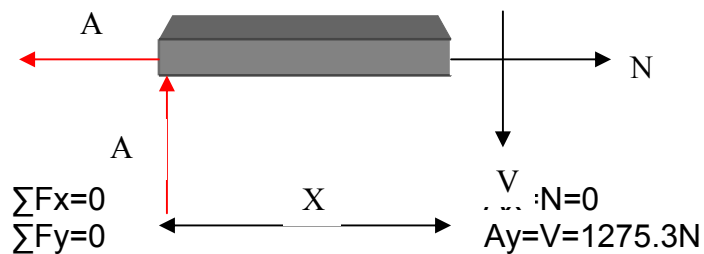
$$\sum M=0$$

$$A_y= 1275.3\text{N}$$

$$B_y=1275.3\text{N}$$

Análisis de secciones para determinar la fuerza cortante y el momento flector en la viga

#### Sección $0 \leq x \leq L/2$



$$\sum F_x=0$$

$$\sum F_y=0$$

$$N=0$$

$$A_y=V=1275.3\text{N}$$

$$\sum M_1 = 0$$

$$M_f = 1275.3 \text{ N N}$$

### Evaluar

$$X=0$$

$$M_f = 0$$

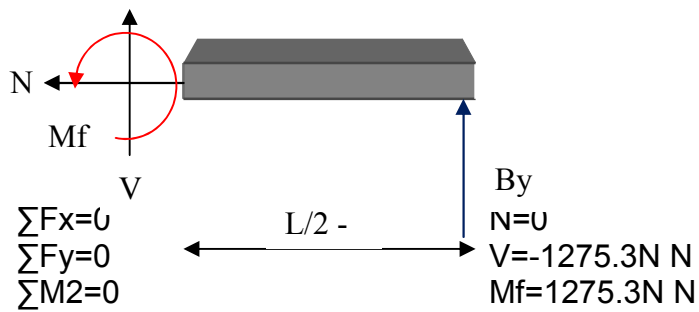
$$X=1/2$$

$$M_f = 637.65 \text{ N}$$

$$X=1$$

$$M_f = -1275.3 \text{ N N}$$

### Sección $L/2 \leq x \leq L$



### Evaluar

$$X = L/2 - X/2$$

$$M_f = 1275.3 \text{ N N}$$

$$X=1$$

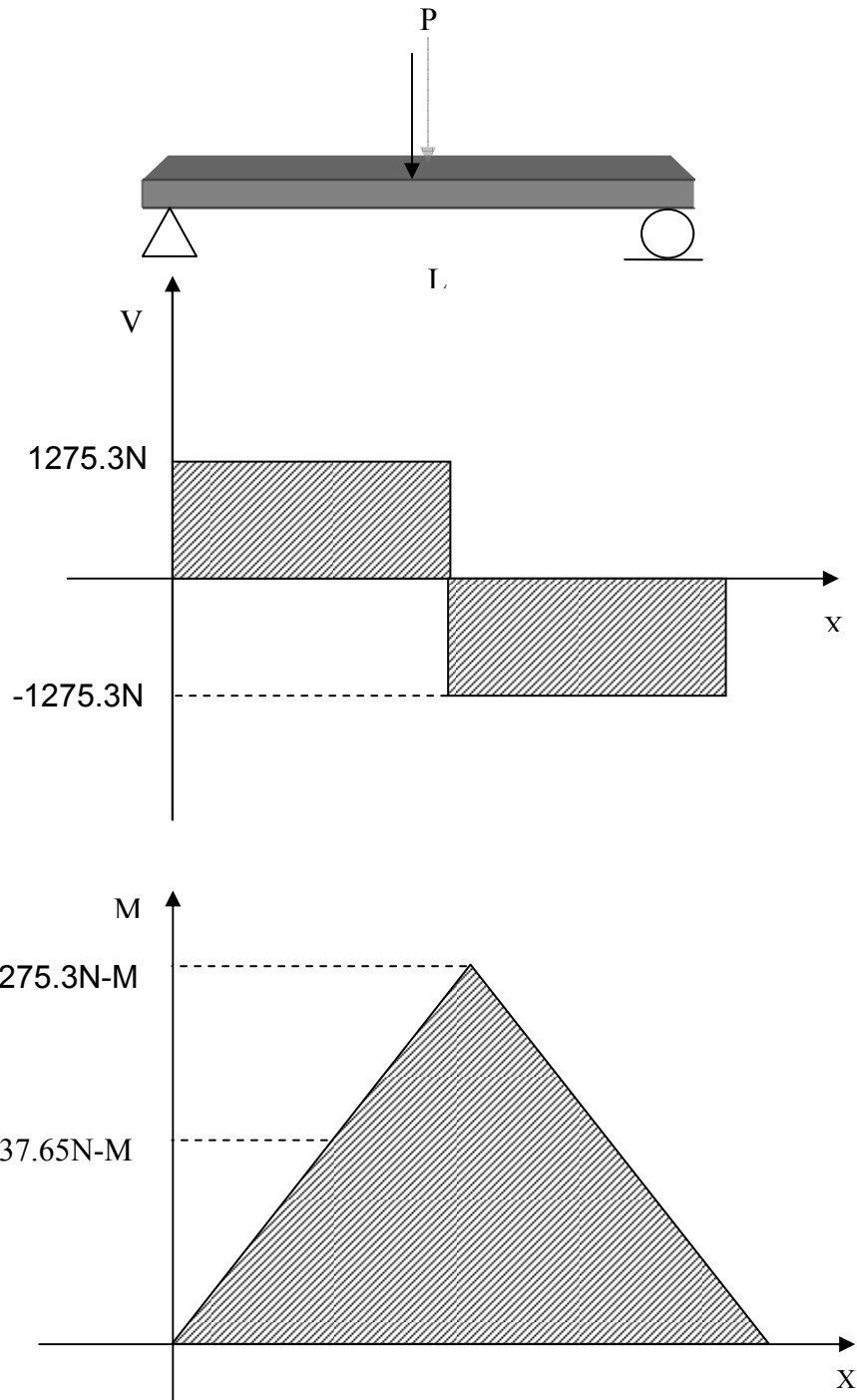
$$M_f = 1275.3 \text{ N N}$$

$$X=2$$

$$M_f = 0$$

Los esfuerzos cortantes y los momentos flectores obtenidos en cada sección de la viga, sirven para realizar las graficas de los mismos con la intención de identificar claramente mediante ellos las fuerza máximas tanto a compresión como a flexión y poder determinar los valores de las cargas mas criticas que produzcan una falla por fractura o deformación plástica del material, como se muestra en la Ilustración 17.

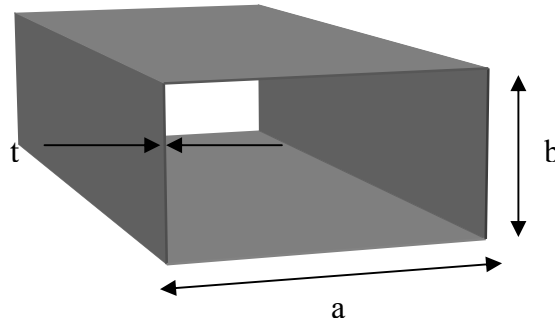
### Ilustración 17. Diagrama de Fuerza Cortante y Momento Flector



El cálculo del momento de inercia depende de la forma que tenga la sección del material que se esté analizando. En el caso de las montañas rusas, se cuentan con 3 tipos de secciones. La circular, la cilíndrica, y la rectangular. Aquí se muestran las secciones con sus respectivas fórmulas.  $I$  = Momento de inercia.

## 11.5. TUBERIA ESTRUCTURAL

### Ilustración 18. Diagrama del perfil



**11.5.1. Material de fabricación.** Los perfiles se fabrican con acero laminado en caliente (HR) de bajo contenido de Carbono, alta soldabilidad y ductibilidad, según normas ASTM 1011 G45 o cualquier otro acero equivalente con los siguientes contenidos máximos en su composición química:

- CARBONO: 0.27% máximo
- MANGANESO: 1.40% máximo
- FÓSFORO: 0.045% máximo
- AZUFRE: 0.045% máximo

El esfuerzo mínimo de fluencia del acero es de 3.241kg/cm<sup>2</sup> (46.000PSI) La relación entre esfuerzo ultimo y esfuerzo de fluencia está entre 1.25 y 1.3 satisfaciendo la relación mínima recomendada para formado en frío de 1,2.

**11.5.2. Proceso de producción.** Los perfiles estructurales se fabrican partiendo bandas de acero laminado en caliente, que al pasar por una serie de rodillos sufren un proceso de formado en frío dando la geometría de cada perfil. Para el caso de los perfiles tubulares el cerrado se hace mediante soldadura por inducción con alta frecuencia (electrofusión ERW).



- **Esfuerzos redondos, cuadrados y rectangulares**

**ASTM A 500** Grado C

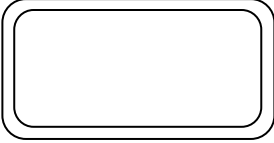
**Fluencia  $F_y$**  3.522 Kg/cm<sup>2</sup>

**Tensión** 4.368 Kg/cm<sup>2</sup>

**Elongación** 2"21%

**Parámetros geométricos K y Q** donde se relacionan por su forma.

**Tabla 19. Parámetros geométricos K y Q**

FORMA	K	Q
	$K = \frac{2t^2(a-b)^2(b-t)^2}{at + bt - 2t^2}$	$Q = 2t(a-t)(b-t)$

Se toman los módulos de rigidez de los aceros al carbono y las aleaciones de acero con la finalidad resolver el valor de los parámetros geométricos K y Q.

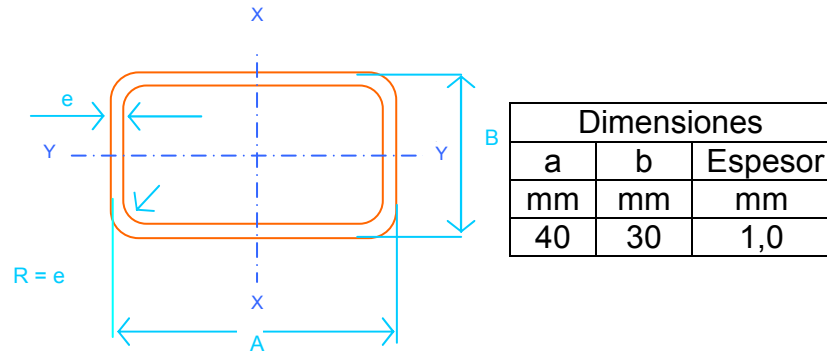
- Acero al carbono modulo de rigidez G= 11.7Mpsi o 80.8MPa
- Aleaciones de acero modulo de rigidez G= 11.7Mpsi o 80.8MPa

Por sus máximos contenidos en su composición química como lo es el 27% máximo de Carbono, se escoge un acero 1020 por sus características intrínsecas el cual tiene las siguientes características mecánicas:

Para determinar otro tipo de material dirjase al anexo C donde se encontrara las tablas de las propiedades mecánicas de algunos aceros al carbono.

**11.5.3. Cálculos mecánicos del perfil seleccionado.** El tubo rectangular se forma doblando la lamina en una sección rectangular de dimensiones laterales  $a=40\text{mm}=0.04\text{m}$   $b=30\text{mm}=0.03\text{m}$   $t=r=1\text{mm}=0.001\text{m}$

**Ilustración 19. Dimensiones de la tubería**



$$K = \frac{2t^2(a-b)^2(b-t)^2}{at + bt - 2t^2}$$

Donde

$K$  = parámetro geométrico - torsión

$t$  = espesor

$a = 40$

$b = 30$

Sustituyendo valores se obtiene el parámetro geométrico de torsión el cual es necesario para determinar el ángulo de torsión del perfil

$$K = \frac{2(0.001)^2(0.04 - 0.001)^2(0.03 - 0.001)^2}{(0.04(0.001)) + (0.03(0.001)) - 2(0.001)^2}$$

#### Propiedades mecánicas de algunos aceros al carbono

Número SAE/ AISI	Estado	Limite elástico a la tensión		Resistencia máxima		Elongación	Dureza
		(Convencional al 2%)		a la tensión		en 2 in	Brinell
		kpsi	MPa	kpsi	MPa	%	-HB
1020	Laminado en caliente	30	207	55	379	25	111
	Laminado en frío	57	393	68	469	15	131

Fuente: Norton, Robert L. Diseño de maquinaria: Propiedades mecánicas de algunos aceros al carbono. México: McGraw-Hill, 1995. 794 p.

$$K = 3.762E - 8m^4 = 37622.382mm^4$$

$$\theta = \frac{Tl}{GK}$$

Donde

$\Theta$  = *Parámetro geométrico - torsión*

$T$  = *Par Torsor*

$l$  = *Longitud*

$K$  = *Parámetro geométrico – torsión*

$r$  = *Radio*

$P$  = *Potencia*

$$\theta = \frac{(127.53N - m)(6m)}{(80.8E10Pa)(3.762E - 8m^4)} = 0.0252rad = 1.442^\circ$$

Esta es una deflexión angular bastante pequeña por lo tanto la deflexión torsional no estará casi presente en este tipo de perfil como elemento de refuerzo para la placa de soporte.

$$Q = 2t(a - t)(b - t)$$

$$\tau = \frac{T}{Q}$$

Donde

$Q$  = *parámetro geométrico – torsión*

$T$  = *par torsor*

$\tau$  = *Esfuerzo cortante*

Sustituyendo valores

$$Q = 2(0.001)[(0.04 - 0.001)(0.03 - 0.001)] = 2.262E - 6m^3$$

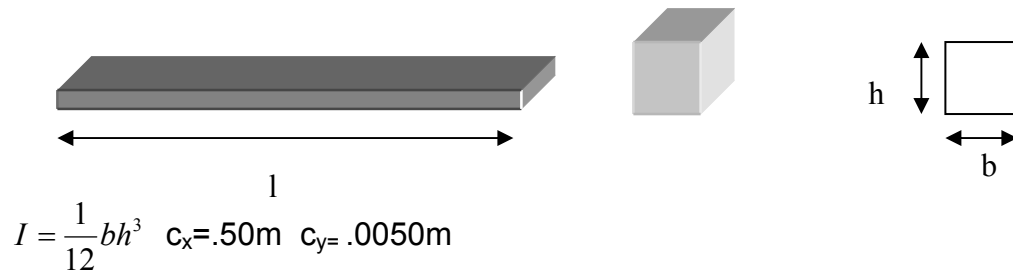
$$T = (2550.6N) * (0.05m) = 127.53N - m$$

$$\tau = \frac{127.53}{2.262E - 6} = 56.379MPa = 8.177E - 3psi$$

El esfuerzo cortante máximo es bastante alto lo que garantizara una mayor seguridad a fracturas o deformaciones plásticas por cortante.

**11.5.4. Calculo del momento de inercia.** El cálculo del momento de inercia depende de la forma que tenga la sección del material que se esté analizando. En este caso se cuentan con secciones rectangulares tanto en la placa como en la sección de ayuda a la tubería rectangular que es de refuerzo. Como se muestra en la ilustración 20. Sección Rectangular

**Ilustración 20. Sección rectangular**



Donde

I=Momento de inercia

b=base

h=altura

l=longitud

Sustituyendo

$$I = (1/12)1(0.01)^3$$

$$I=8.333E-8m^4 = 83333.334mm^4$$

Es importante resaltar que en el cálculo de este esfuerzo se debe calcular adecuadamente el momento de inercia y el momento flexionante, ya que de esto depende que nuestro valor sea correcto.

De acuerdo a los análisis realizados posteriormente se procede a calcular el esfuerzo de flexión así:

$$S_{ult} = Mc / I$$

Dónde

$S_{ult}$  = Esfuerzo ultimo de flexión

M = Momento flexionante

c = Distancia desde el centro hasta un extremo de una sección de una viga

I = Momento de inercia

Sustituyendo

$$S_{ult} = (127.53N\cdot m) \cdot (0.005m) / 8.333E-8m^4$$

$$S_{ult} = 7652106.084Pa$$

**11.5.5. Calculo por fatiga.**  $Se = C_{Carga} \cdot C_{Tamaño} \cdot C_{superficie} \cdot C_{Temperatura} \cdot C_{Confiabilidad} \cdot Se'$

$$C_{Carga} = 1$$

$$C_{Tamaño} = 0.05(b \cdot h)_{no \text{ rotativo}} = 0.05(1 \cdot 0.01) = 0.0005m$$

$$C_{superficie} = A(S_{ult})^b = \text{rolado en caliente} = 57.7Mpa(7.652Mpa)^{-0.718} = 658.599Mpa$$

$$C_{Temperatura} = 1 \text{ para } T \leq 450^{\circ}C$$

$$C_{Confiabilidad} = 0.814 = 99\%$$

$$Se'=0.5(S_{ult})=700\text{Mpa}=100\text{ksi}$$

$$Se=1*0.0005*658.599*1*0.814*3.826\text{Mpa} = 10255829.3687\text{Pa}$$

De acuerdo a conversaciones previas con el director de proyectos de la empresa y con el ingeniero de la planta de Itagüí se debería retomar la idea de realizar el movimiento con un mecanismo de fácil consecución y mas barato adaptando un mecanismo de biela, es por ello que se realiza el siguiente análisis:

Existen fórmulas sencillas que proporcionan la elección de un motor, en función de la máxima potencia que se pretende desarrollar, esto da lugar a que para el servicio normal resulte una potencia exagerada, ya que el valor máximo se requiere raramente. Claro que hay que prever la potencia con amplitud para eliminar averías por calentamiento exagerado, pero también hay que tener en cuenta que el precio del motor resulta mayor cuanto mayor sea la potencia y que las dificultades de regulación también aumentan al aumentar la potencia. Por todo esto la determinación de la potencia deberá ser lo más exacta posible.

No escogeremos el motor en función de la potencia máxima a desarrollar sino de acuerdo con el término medio del valor de la carga. La carga máxima solo la utilizaremos como comprobación de que el motor escogido tiene un par motor suficiente para los casos en que la carga pueda alcanzar su valor máximo.

## 11.6. MUSCULOS NEUMATICOS

### Ilustración 21. Músculos neumáticos con extremos atornillados y prensados



Fuente: Músculo neumático DMSP/MAS [en línea]. Músculos Neumáticos. Esslingen: Festo, 2005. [Consultado 22 de Diciembre de 2007]. Disponible en Internet:: [http://a1989.g.akamai.net/f/1989/7101/1d/www3.festo.com/\\_\\_\\_C1256D56002E7B89.nsf/html/info\\_501\\_es.pdf/\\$FILE/info\\_501\\_es.pdf](http://a1989.g.akamai.net/f/1989/7101/1d/www3.festo.com/___C1256D56002E7B89.nsf/html/info_501_es.pdf/$FILE/info_501_es.pdf)

El Músculo Neumático es un actuador de tracción que funciona como un músculo humano. En comparación con un cilindro neumático, es capaz de generar una fuerza de tracción inicial más grande. Su fuerza disminuye en el transcurso del movimiento de contracción. Por lo tanto, tiene un gran poder de aceleración y, al mismo tiempo, es capaz de acercarse a la posición nominal suavemente.

Dadas sus características, el músculo neumático no está pensado para sustituir a un cilindro convencional sin más ni más, pues en la mayoría de los casos no puede ser considerado una alternativa económica frente a un cilindro neumático. Más bien deberá utilizarse en los casos en que sus características ofrecen una clara ventaja en determinadas aplicaciones, por ejemplo en aquellas en las que es necesario disponer de un actuador de gran fuerza y carrera corta, sin movimientos a tirones, de gran dinamismo, para uso en zonas polvorrientas o sucias y si, además, se necesita un actuador de poco peso.

Dadas sus características específicas como son gran fuerza poco mantenimiento y carrera corta, se realizará un análisis del tipo de estructura en la que se desea implementar el actuador con los datos suministrados por el fabricante se exhiben las especificaciones seccionadas a continuación:

#### **Datos preliminares**

Fuerza necesaria en posición de reposo 0 N

Fuerza necesaria en estado de contracción:  $2550.6\text{N}/2 \approx 1300\text{ N}$

Carrera necesaria: 50 mm

Presión: 6bar

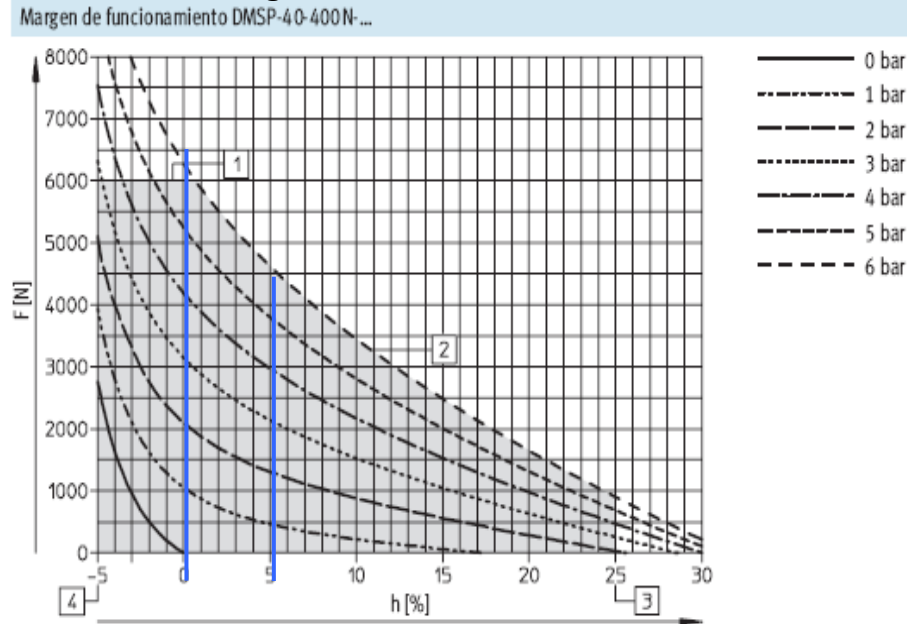
- **Primer paso:** Definir el diámetro del músculo. Determinación del diámetro apropiado en función de la fuerza máxima (MAS-40: 6000 N). como la fuerza máxima es de 1300 N, por lo que se elegirá un MAS-40.

Utilizar el MAS-40. Es más fuerte y alcanza una contracción relativa superior y, en consecuencia, una longitud nominal menor. Además, la menor contracción permitiría aumentar la duración del músculo neumático.

- **Segundo paso:** Incluir el punto de carga 1. A continuación, incluir el punto de carga 1 (fuerza 0 N / Presión 0 bar) en el diagrama fuerza / recorrido del MAS-40.

- **Tercer paso:** Incluir el punto de carga 2. A continuación, incluir el punto de carga 2 (fuerza 1300 N / Presión 6 bar) en el diagrama de fuerza / recorrido del MAS-40.

## Ilustración 22. Diagrama de fuerza VS recorrido



Fuente: Músculo neumático DMSP/MAS [en línea]. **Diagrama de fuerza VS recorrido.** Esslingen: Festo, 2005. [Consultado 22 de Diciembre de 2007]. Disponible en Internet: [http://a1989.g.akamai.net/f/1989/7101/1d/www3.festo.com/C1256D56002E7B89.nsf/html/info\\_501\\_es.pdf/\\$FILE/info\\_501\\_es.pdf](http://a1989.g.akamai.net/f/1989/7101/1d/www3.festo.com/C1256D56002E7B89.nsf/html/info_501_es.pdf/$FILE/info_501_es.pdf)

- **Cuarto paso:** Análisis del cambio de longitud. Leer el valor correspondiente al cambio de la longitud del músculo neumático entre los puntos de carga 1 y 2 (valor en el eje X). Resultado: 5%
- **Quinto paso:** Calcular la longitud nominal. Necesitando un recorrido de 50 mm, la longitud nominal del músculo es de  $50 \text{ mm} / 5\% = 250 \text{ mm}$ .
- **Sexto paso:** Resultado. Para acoplar 260 kg sin fuerzas y elevarlos 50 mm, es necesario utilizar un MAS-40-1000-AA-.



## 12. COMPONENTES ELECTRONICOS

### 12.1. ACELERÓMETRO CAPACITIVO

En el mercado existen muchas posibilidades de sensores para medir la aceleración, la elección de uno de ellos depende de las características del sensor: los márgenes de valores de la aceleración que admite, capacidad para medir en continua o sólo en alterna, la máxima frecuencia a la que puede trabajar, los parámetros característicos del sensor...

En la siguiente tabla se resume las principales características de los distintos tipos de acelerómetros y sus aplicaciones

**Tabla 20. Tipos de acelerómetros**

Tipo	Margen de medida	Ancho de Banda (Hz)	Ventajas e inconvenientes	Aplicaciones
<b>MEMS</b>	1.5 a 2.5g	0.1 a 1500	alta sensibilidad Costo medio Uso sencillo Bajas Temperaturas	Impacto ABS Airbag Uso en automoción
<b>Piezoeléctricos</b>	0 a 2000g	0.1 a 1500	Sensibilidad media Uso complejo Bajas Temperaturas No funciona en continua	Vibración Impacto Uso industrial Vibración
<b>Piezoresistivos</b>	0 a 2000g	0 a 10000	Respuesta en CC y CA Prestaciones medias Bajo costo Tamaño y peso mínimo alta sensibilidad	Automoción Impacto Biodinámica Ensayos en vuelo Test en túneles de viento
<b>Capacitivos</b>	0 a 1000g	0 a 2000	Funcionan con continua Bajo ruido Baja potencia Excelentes características Bajo costo	Uso general Uso industrial Sistemas de alarma y seguridad mediciones sísmicas
<b>Mecánicos</b>	0 a 200g	0 a 1000	Alta precisión en continua lentos Alto costo	Navegación inercial Guía de misiles Herramientas Nivelación

Fuente: Medida de Aceleración/Vibración [en línea]. Criterios de selección de sensores. Oviedo: Universidad de Oviedo Jorge García., 2004. [Consultado 9 de Abril de 2008]. Disponible en Internet: <http://www.ate.uniovi.es/13367/Descargar/03.ppt>

Por lo cual se realiza una revisión de la Norma Interna de Renault con el fin de cumplir con la norma y efectuar la elección del acelerómetro adecuado en función de los siguientes criterios:

- Frecuencia de trabajo o margen de frecuencias de uso, las cuales se citan a continuación:
- Las frecuencias de trabajo varían dentro de 5 rangos, los cuales van desde los 5Hz hasta los 55Hz y tiene una frecuencia de trabajo de 70Hz.
- Los valores máximos y mínimos del nivel de la señal que se esperan son los siguientes:

El valor mínimo que se espera es de 8.90E-04g hasta los 5.5E-03

**Tabla 21. Valores marginales de las señales (Norma interna de Renault)**

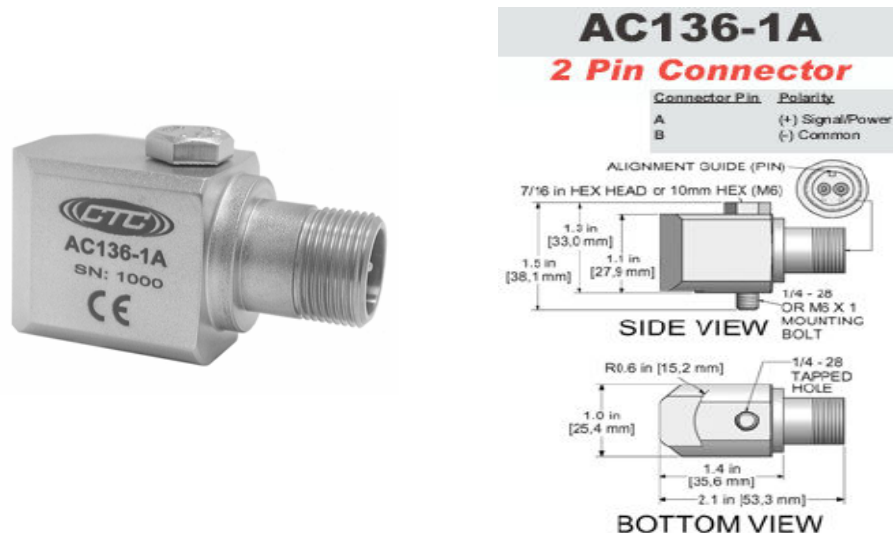
CONTROL SIGNALS (equivalent PSD - $g^2/Hz$ )			
Segment	I1 - I2	M1	M2 - S
RMS value	0,3 g	0,35 g	0,28 g
from 5 Hz to 10 Hz	3,00E-03	3,30E-03	2,55E-03
from 11 Hz to 16 Hz	5,00E-03	5,50E-03	4,80E-03
from 17 Hz to 19 Hz	2,30E-03	2,80E-03	2,00E-03
from 20 Hz to 25 Hz	3,50E-04	8,90E-04	1,60E-04
from 26 Hz to 55 Hz	1,30E-03	1,80E-03	1,10E-03

Fuente: Renault test procedure. Detection of spurious SEAT noise shaker(separate from vehicule).Renault 1998 NC985108

- Consideraciones acerca de la forma de montaje, el espacio disponible, la forma de salida de los cables, ...
- Otras consideraciones tales como la temperatura de trabajo, aspectos ambientales y de compatibilidad química o la necesidad de seguridad.

El acelerómetro AC136 de alta sensibilidad de la empresa A-MAQ (Acelerómetro de baja frecuencia, conector con salida lateral de 2 pines, 500 mV/g), cumple con todos los parámetros suministrados por la norma y las diferentes consideraciones anteriormente mencionadas, tal como se muestran en las ilustraciones 22 y 23.

**Ilustración 23. Acelerómetro AC136 de baja frecuencia**



Fuente: Acelerómetros Premium [en línea]. Acelerómetros de baja frecuencia. Medellín: A-MAQ S.A., 2006. [Consultado 23 de Enero de 2008]. Disponible en Internet: <http://www.a-maq.com/store/index.php?act=viewCat&catId=19>

**Ilustración 24. Especificaciones técnica del acelerómetro AC136**

<u>Performance Specifications</u>	<u>English</u>	<u>Metric</u>	<u>Environmental</u>	<u>English</u>	<u>Metric</u>
Sensitivity $\pm 10\%$	500 mV/g	500 mV/g	Temperature Range	-58 to 250° F	-50 to 121° C
Frequency Response			Electromagnetic Sensitivity	CE	CE
$\pm 3$ dB	12-180,000 CPM	0,2-3000 Hz	Sealing	Welded, Hermetic	Welded, Hermetic
$\pm 10\%$	36-90,000 CPM	0,6-1500 Hz	Submersible Depth (AC136-2A)	500 ft.	152 m
Dynamic Range	$\pm 10$ g, peak	$\pm 10$ g, peak	<u>Physical</u>		
			Sensing Element	PZT Ceramic	PZT Ceramic
			Sensing Structure	Shear Mode	Shear Mode
			Weight	5.5 oz.	156 grams
			Case Material	316L Stainless Steel	316L Stainless Steel
<u>Electrical</u>			Mounting Hole	1/4-28	1/4-28
Settling Time (Turn on Time)			Connector (AC136-1A)	2 Pin MIL-C-5015	2 Pin MIL-C-5015
@ Room Temp (68°F/20°C)	5 Seconds	5 Seconds	Integral Cable (AC136-2A)	CB103	CB103
Power Requirement			Armored Cable (AC136-3A)	CB206, Armor Jacket	CB206, Armor Jacket
Voltage Source	18-30 VDC	18-30 VDC	<u>Mechanical</u>		
Constant Current Excitation	2-10 mA	2-10 mA	Resonant Frequency	720,000 CPM	12000 Hz
Electrical Noise (Typical)			Mounting Torque	2 to 5 ft. lbs.	2,7 to 6,8 Nm
Broadband 2.5 Hz to 25 kHz	20 $\mu$ g, rms	20 $\mu$ g, rms	<u>Supplied Accessories</u>		
Spectral 10 Hz	1.7 $\mu$ g/ $\sqrt{\text{Hz}}$	1.7 $\mu$ g/ $\sqrt{\text{Hz}}$	Mounting Hardware	1/4-28 Captive Bolt	M6x1 Captive Bolt
100 Hz	0.2 $\mu$ g/ $\sqrt{\text{Hz}}$	0.2 $\mu$ g/ $\sqrt{\text{Hz}}$	Calibration Certificate	CA10	CA10
1000 Hz	0.12 $\mu$ g/ $\sqrt{\text{Hz}}$	0.12 $\mu$ g/ $\sqrt{\text{Hz}}$			
Output Impedance, Max	<200 ohm	<200 ohm			
Bias Output Voltage	10-14 VDC	10-14 VDC			
Electrical Case Isolation	>10 <sup>8</sup> ohm	>10 <sup>8</sup> ohm			

Fuente: Acelerómetros Premium [en línea]. Acelerómetros de baja frecuencia. Medellín: A-MAQ S.A., 2006. [Consultado 23 de Enero de 2008]. Disponible en Internet: [http://www.a-maq.com/store/fichas\\_tecnicas/AC136.pdf](http://www.a-maq.com/store/fichas_tecnicas/AC136.pdf)

## 12.2. GENERADOR DE SEÑALES

Un generador de funciones (ilustración 24) es un instrumento versátil que genera diferentes formas de onda cuyas frecuencias son ajustables en un amplio rango. Las salidas más frecuentes son ondas senoidales, triangulares, cuadradas y diente de sierra. Las frecuencias de estas ondas pueden ser ajustadas desde una fracción de hertz hasta varios cientos de kilo hertz.

Generador de señales arbitrarias, 20Ms/s, 10MHz, resolución 12 bits, 2 salidas en standard, 4 en opción, memoria 64Kb/via, salida 24 bits TTL en opción, lector 3.5', edición FFT en opción, software WaveWriter, RS232 o GPIB

### Ilustración 25. Generador de señales aleatorias o random



Fuente: Generador de señales aleatorias [en línea]. Generadores de señales Tektronix. Londres: Leasametric corp, 2002. [Consultado 6 de Julio de 2008]. Disponible en Internet: [http://www.leasametric.com/tem/alquiler-venta/Instrumentacion%20General~~2~~\\$~~5~~Generadores%20de%20se%C3%B1al.html](http://www.leasametric.com/tem/alquiler-venta/Instrumentacion%20General~~2~~$~~5~~Generadores%20de%20se%C3%B1al.html)

## 12.3. DAQ

Es una tarjeta de adquisición de datos por puerto USB, posee cinco canales analógicos de entrada y dos de salida (10Bits); seis canales digitales de entrada y seis canales digitales de salida; su alimentación es del mismo puerto USB sus señales digitales son TTL (0-5V) y sus señales analógicas varían entre 0 y 5Vdc; periodo de muestreo de 10ms por canal, incluye cable USB, CD de instalación de software y manual. El software permite el intercambio dinámico de datos con el dispositivo usan la tecnología DDE para su manipulación desde casi cualquier lenguaje u aplicación Windows; adicionalmente el software posee una ventana de verificación y prueba del dispositivo.

### Datos técnicos

- canales analógicos de entrada y dos de salida (10Bits)
- canales digitales de entrada y seis canales digitales de salida
- Alimentación por puerto USB
- Señales digitales son TTL (0-5V)
- Señales analógicas varían entre 0 y 5Vdc
- Periodo de muestreo de 10ms por canal
- Software de aplicación incluido

### Ilustración 26. Mini DAQ



Fuente: RobotekLtda [en línea]. MiniDAQ. Santiago de Cali: RobotekLtda, 2006. [Consultado 4 de Febrero de 2008]. Disponible en Internet: <http://www.robotekltda.com/DAQ.php?lang=es>

## **13. TABLA DE COSTOS DE FABRICACIÓN**

### **13.1.JUSTIFICACIÓN Y TIEMPO DE RECUPERACIÓN DE LA INVERSIÓN**

Con la inversión de este diseño de BPDRP, la empresa automotriz se vera beneficiada, no solamente a nivel local si no también nacional ya que realizar las pruebas en la sillería, sin la necesidad de realizar una gran inversión en el envío de su sillería a otros países, podrá gozar del beneficio de descuentos en impuestos por la realización e inversión en proyectos que ayuden a aumentar la capacidad herramental del país.

Con la implementación de este diseño la empresa podrá certificar la calidad nacional e internacional de la sillería, solucionando el inconveniente de tener que enviarlas a otro país, algunas de las ventajas que representa este sistema son:

- Calidad constante de la producción
- Identificación exacta de los ruidos parásitos
- Prestación de servicio a otras casas matrices como Distoyota
- Ahorro de embalaje para pruebas ensayo de la sillería.

Con esta inversión se espera reducir los altos costos que representa embalar una silla para ensayos de vibraciones para la detección de ruidos parásitos, ya que ese presupuesto se invertiría en desarrollo de nuevos proyectos, repotenciación de maquinaria herramental y mejoras que incrementen la calidad en la sillería elaborada de la empresa.

## 14. CONCLUSIONES

El desarrollo de este trabajo permitió integrar todos los conocimientos adquiridos durante los estudios universitarios y la practica laboral, para poder desarrollar los procesos de cuantificación y cualificación de las diferentes variables que intervienen en el proceso, para ello fue necesario tener en cuenta las diferentes condiciones y necesidades proporcionadas por la casa matriz, para posteriormente comenzar a identificar los mecanismos o sistemas que conformarían el banco de pruebas y su diseño final para una posible implementación, con todo esto se busco claramente realizar el diseño de un banco de pruebas para la generación de vibraciones controladas en sillas de automóviles para la detección de ruidos parásitos, el cual fuera el mas optimo y adecuado de acuerdo a disponibilidades de componentes y sistemas de fácil consecución nacional, reduciendo los costos de la adquisición de dicho sistema y facilitando la aprobación de las pruebas de calidad de la sillería beneficiándose así el mercado automotor.

- Se realizo el análisis a profundidad del banco de pruebas en tres sistemas que son determinantes en este dispositivo, tales como la placa de apoyo, el mecanismo de generación de vibraciones y la detección del ruido generado por las vibraciones, para identificar claramente la función que desempeñaría como un apoyo sinérgico del sistema y tomarlo como un todo.
- Se hizo un análisis profundo de los diferentes sistemas de potencia que podrían ser utilizados en el sistema a diseñar, como son: sistema eléctrico, hidráulico y neumático, la selección se hizo basada en los requerimientos y determinantes dados por el usuario.
- Los métodos de Combinación, selección, revisión de conceptos y las matrices de tamizaje, permitieron realizar una selección ajustada al sistema de potencia que se utilizará para generar las vibraciones del dispositivo.
- Durante el proceso de concepción del diseño del prototipo se tuvo en cuenta hasta su fase final de desarrollo, que los diferentes sistemas y pruebas cumplan a satisfacción con la norma técnica interna NC 32-05-866 de RENAULT como requerimiento del usuario.

- El modelado es una parte fundamental durante las pruebas de diseño ya que permite detectar fallas tanto estáticas como funcionales del prototipo los cuales pueden ser corregidos en el desarrollo del prototipo y no en la línea de producción donde sería un problema grave de solucionar, en términos de tiempo y costos, a su vez el diseño industrial permitió integrar todos los sistemas, enfatizando en su funcionalidad y aspecto lucido como factores claves para su posible comercialización.
- La documentación es primordial en todo proyecto ya que esta permite obtener rápidamente datos técnicos y de operación del dispositivo, esta información puede servir para llevar a cabo posibles mejoramientos del dispositivo, ya que esta documentación es una guía del proceso de diseño.
- El diseño de cualquier dispositivo se debe empezar a realizar cuando los conceptos que se manejan en el diseño son claros y la información debe ser ordenada, de lo contrario existirán muchos factores externos que no se tienen en cuenta y que afectan el diseño final del dispositivo, deteriorando la calidad y alcance del proyecto a realizar.



## 15. RECOMENDACIONES

- Es importante dialogar con personas que tengan experiencia en el proyecto que se desea realizar ya que sin importar la cantidad de artículos y literatura especializada siempre va a tener más valor la experiencia personal. Lo que ayuda a enriquecer el proyecto con aportes sencillos y valiosos. En algunos casos estos aportes pueden modificar totalmente el proyecto como se tenía inicialmente concebido. Esta es una recomendación.

- Aplicando aire en ambos lados del músculo es posible disminuir significativamente la carga (térmica), con lo que aumenta la duración del músculo neumático. Si en la aplicación el músculo tiene que ser especialmente durable, deberá elegirse una configuración en la que la con tracción no pase de 5 hasta 10 %, ya que de esta manera el material se somete a esfuerzos mínimos. Ello puede lograrse, por ejemplo, eligiendo una mayor longitud nominal con el fin de reducir la contracción, eligiendo un músculo de diámetro mayor, utilizando varios músculos. Si se utiliza el músculo con frecuencias superiores a los 2 Hz, es recomendable elegir una configuración abierta en ambos lados, ya que aplicando aire en ambos lados aumenta la durabilidad del músculo al reducirse su temperatura.

## BIBLIOGRAFIA

BOLTON, William. Mecatrónica : Sistemas de control electrónico en la ingeniería mecánica y eléctrica: Mecatrónica. 2 ed. México : Alfaomega, 2001. 542 p.

\_\_\_\_\_. Ingeniería de control: Sistemas de control. 2 ed. México : Alfaomega, 2001. 397 p

DEPPERT, W. Dispositivos neumáticos: Introducción y fundamentos. Barcelona: Marcombo, 1982. 191 p.

ESPOSITO, Anthony. Fluid power with applications: Systems hydraulics. 3 ed. New York : Pretince-Hall, 1994. 589 p.

El ITA y la asociación empresarial ANMOPYC renuevan su colaboración en I+D 0+i [en línea]. Aragón: Aragón investiga, 2008. [ consultado 12 de febrero de 2008]. Disponible en Internet:

[http://www.aragoninvestiga.com/noticias/noticias\\_detalle.asp?id\\_noticia=3426&noticia=EI%20ITA%20y%20la%20asociaci%C3%B3n%20empresarial%20ANMOPYC%20renuevan%20su%20colaboraci%C3%B3n%20en%20I+D%20+i&intPagActuaI=1&categoria=%DAltimas+Noticias&id\\_categoria=0&mes=](http://www.aragoninvestiga.com/noticias/noticias_detalle.asp?id_noticia=3426&noticia=EI%20ITA%20y%20la%20asociaci%C3%B3n%20empresarial%20ANMOPYC%20renuevan%20su%20colaboraci%C3%B3n%20en%20I+D%20+i&intPagActuaI=1&categoria=%DAltimas+Noticias&id_categoria=0&mes=)

GUILLÉN SALVADOR, Antonio. Aplicaciones industriales de la neumática: Neumática. México : Alfaomega, 1999. 160 p.

Generadores de señales aleatorias [en línea]. Generadores de señales Tektronix. Londres: Leasametric corp. 2002. [Consultado 6 de Junio de 2008]. Disponible en Internet:[http://www.leasametric.com/tem/alquiler-enta/Instrumentacion%20General~2~~\\$~5~Generadores%20de%20señal~~AWG2040.html](http://www.leasametric.com/tem/alquiler-enta/Instrumentacion%20General~2~~$~5~Generadores%20de%20señal~~AWG2040.html)

Introducción, definición y clasificación de las vibraciones [En línea]. Las vibraciones mecánicas definiciones, clasificaciones. Madrid: Monografias.com S.A., 1997. [Consultado 12 de agosto de 2007]. Disponible en Internet: <http://www.monografias.com/trabajos14/vibraciones/vibraciones.shtml>

Instituto Tecnológico De Aragón [en línea]. Actualidad. Zaragoza: Europa Press,

2007. [consultado 25 de octubre de 2007]. Disponible en Internet:  
<http://innovacion.ita.es/ceneo/descargas/93-7.pdf>

NORTON, Robert L. Diseño de maquinaria: Propiedades mecánicas de algunos aceros al carbono. México: McGraw-Hill, 1995. 794 p.

PERNIA-MÁRQUEZ, Daniel A. Introducción a la medición de vibración [en línea]. Mérida: Facultad de Ingeniería. Universidad de los Andes, Postgrado en Automatización e Instrumentación, 2004. [Consultado 04 de octubre de 2007]. Disponible en Internet:  
[http://www.ing.ula.ve/~dpernia/pdfs/vibracion\\_mecanica.pdf](http://www.ing.ula.ve/~dpernia/pdfs/vibracion_mecanica.pdf)

Presentan una máquina de medición de vibraciones, pionera en España [en línea]. Madrid: Diario el economista, 2007. [consultado 5 de octubre de 2007]. Disponible en Internet:  
<http://www.eleconomista.es/empresas-finanzas/noticias/237042/06/07/Presentan-una-maquina-de-medicion-de-vibraciones-pionera-en-Espana.html>

Robótica [en línea]. Actuadores. Maracay: El rincón del vago, 1999. [consultado en línea 16 de septiembre 2007]. Disponible en Internet:  
[http://html.rincondelvago.com/industrial\\_robotica.html](http://html.rincondelvago.com/industrial_robotica.html)

Resonancia (Mecánica) [en línea]. Madrid: Wikimedia Foundation, Inc., 2008. [consultado 31 de Octubre de 2007]. Disponible en Internet:  
[http://es.wikipedia.org/wiki/Resonancia\\_\(mec%C3%A1nica\)](http://es.wikipedia.org/wiki/Resonancia_(mec%C3%A1nica))

Seats [en línea]. Automotive seat testing. New Jersey: MGA research corporation, 2003. [consultado el 12 febrero de 2008]. Disponible en Internet:  
<http://www.seattesting.com/>

Seat testing [en línea]. Vibration and Safety. Manitoba: Bodycote International plc, 2007. [Consultado 12 de Febrero de 2008]. Disponible en Internet:  
<http://www.bodycotetesting.com/category.aspx?catid=11007>

Vibraciones mecánicas [en línea]. Parámetros de las vibraciones. Madrid: Portal del Mantenimiento Industrial, 2007. [consultado 1 de noviembre de 2007] . Disponible en Internet: <http://www.solomantenimiento.com/articulos/vibraciones-mecanicas.htm>

## ANEXOS

### Anexo A. Apartes de la Norma Interna 32- 05-866 de Renault

# TEST PROCEDURE



32 - 05 - 866 / - - -

**DETECTION OF SPURIOUS SEAT NOISE**

**ON A SHAKER**  
(separate from vehicle)

Normalisation Renault Automobiles  
Service 65830  
Section Normes et Cahiers des Charges

---

## 1. SCOPE

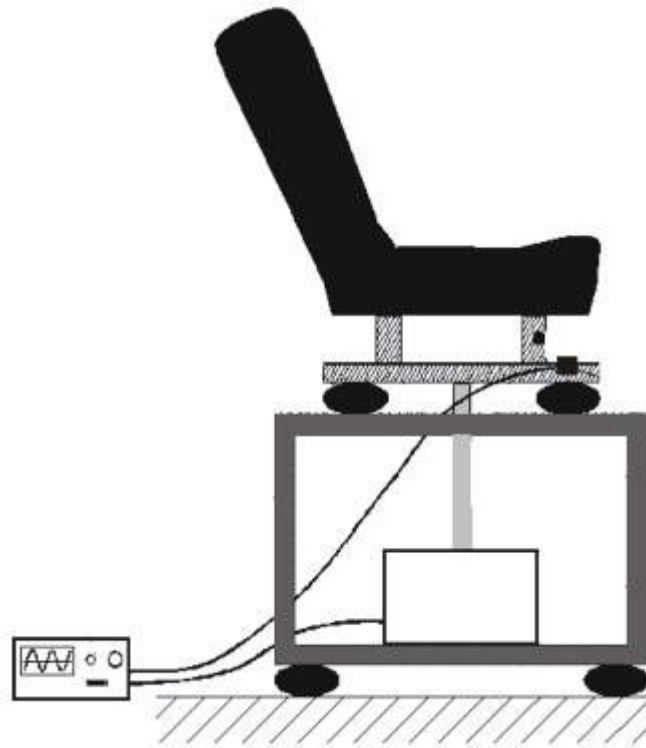
The purpose of this procedure is to describe how to detect subjectively spurious seat noises separately from the vehicle.

**NOTE:** This procedure is applicable to individual front and rear seats fitted to vehicle types J64, W81, etc.

This document does not impose the test facilities used; other facilities may be used provided they are of demonstrated equivalence.

## 2. PRINCIPLE

This method makes it possible to do without dynamic vehicle tests during the design and development phase of new seats. It consists in reproducing vibrational conditions similar to those sustained on the road and applying them directly to the unit.



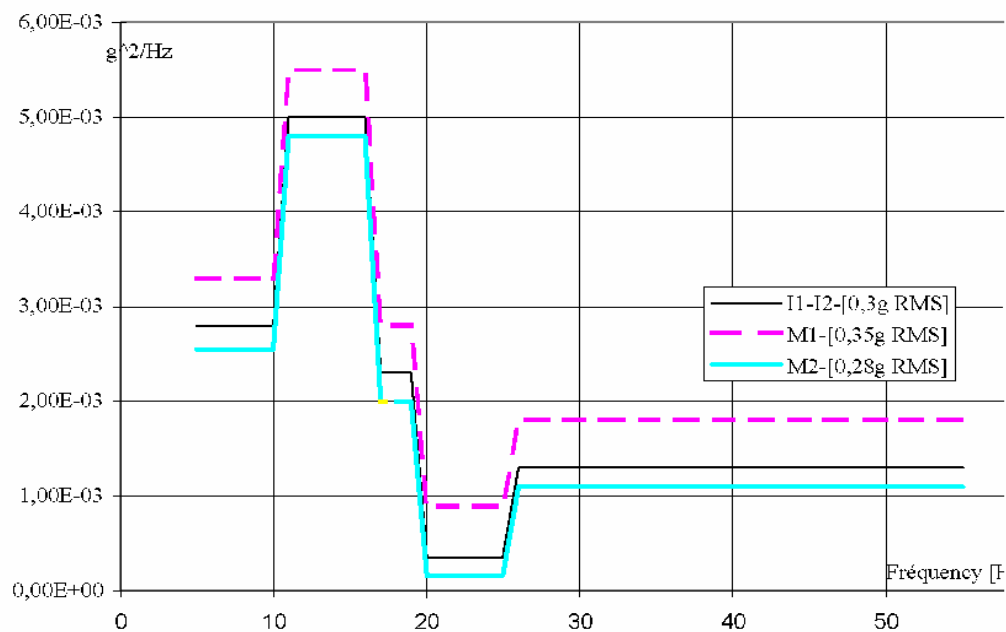
### 5.1. CONTROL SIGNAL ENVELOPE

The control signal envelope is a synthesis of the "runner" acceleration levels obtained on each segment of the range. The measurements are performed according to recording of a road profile of the "paving – bend" type.

The power spectral density (PSD) is indicated from 0 to 100 Hz however for the bench control, a reduced range from 5 Hz to 55 Hz is selected.

CONTROL SIGNALS (equivalent PSD - $g^2/Hz$ )			
Segment	I1 - I2	M1	M2 - S
RMS value	0,3 g	0,35 g	0,28 g
from 5 Hz to 10 Hz	3,00E-03	3,30E-03	2,55E-03
from 11 Hz to 16 Hz	5,00E-03	5,50E-03	4,80E-03
from 17 Hz to 19 Hz	2,30E-03	2,80E-03	2,00E-03
from 20 Hz to 25 Hz	3,50E-04	8,90E-04	1,60E-04
from 26 Hz to 55 Hz	1,30E-03	1,80E-03	1,10E-03

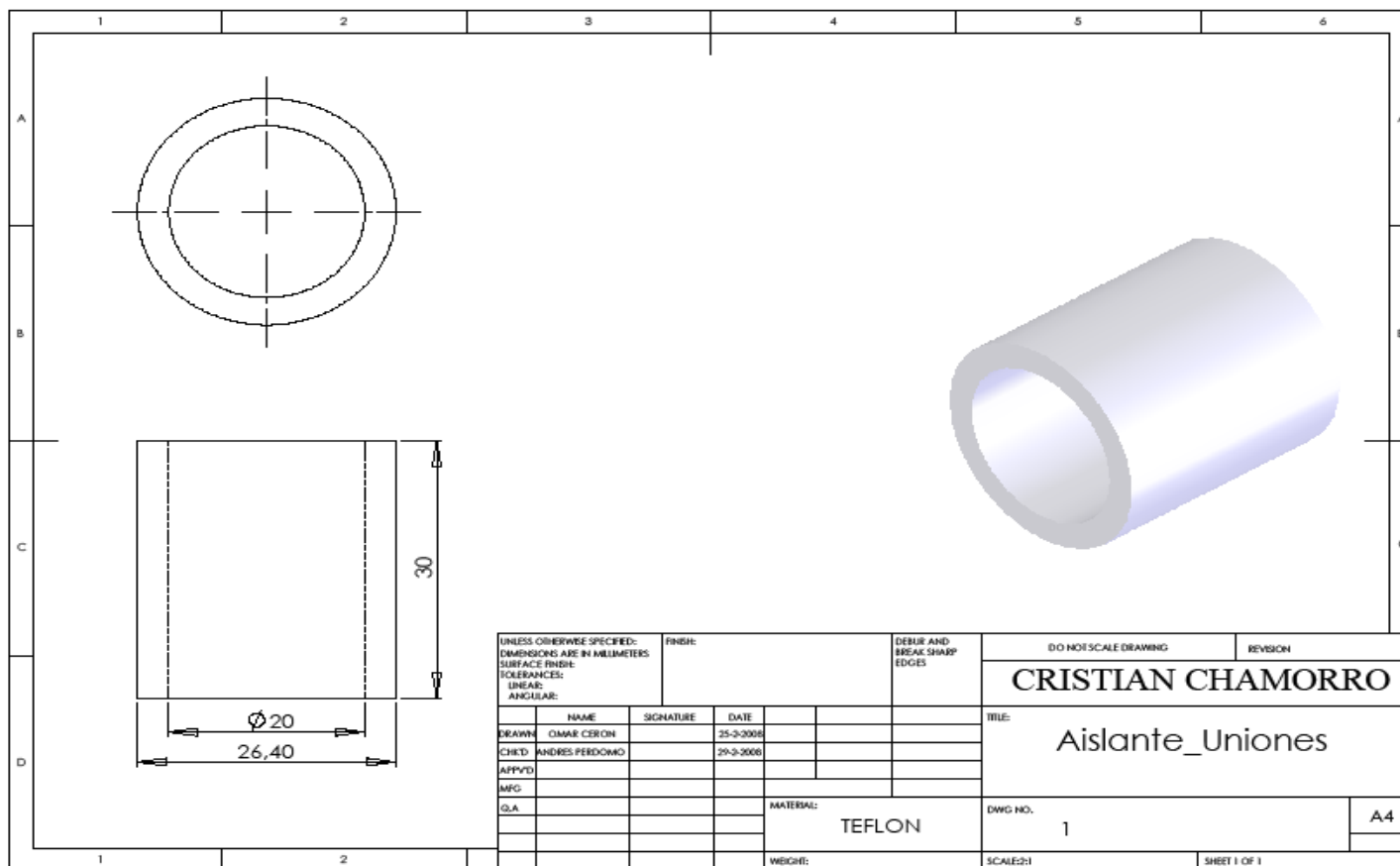
**ELECTRODYNAMIC SHAKER CONTROL SIGNAL**  
(RMS value variation)

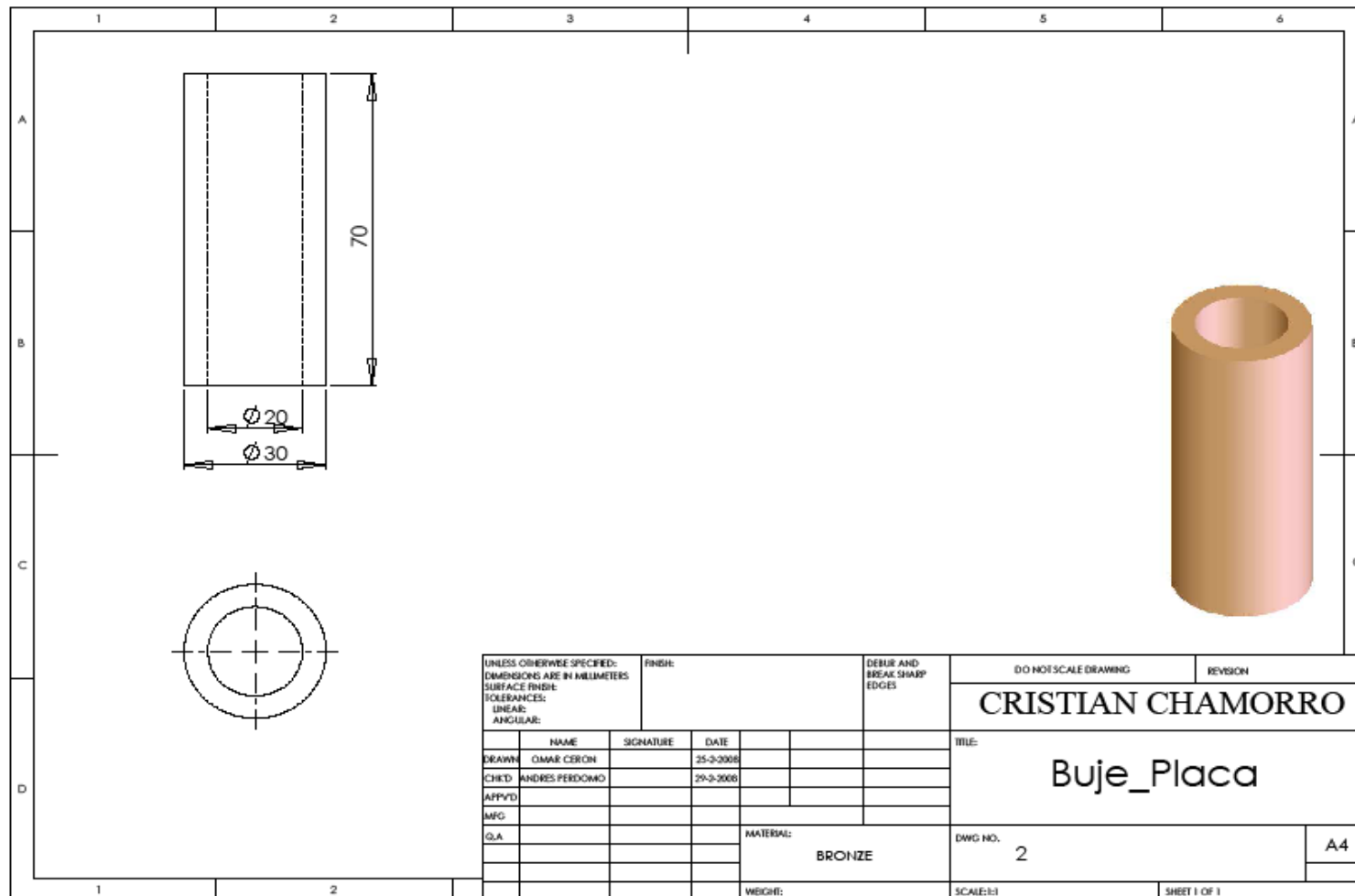




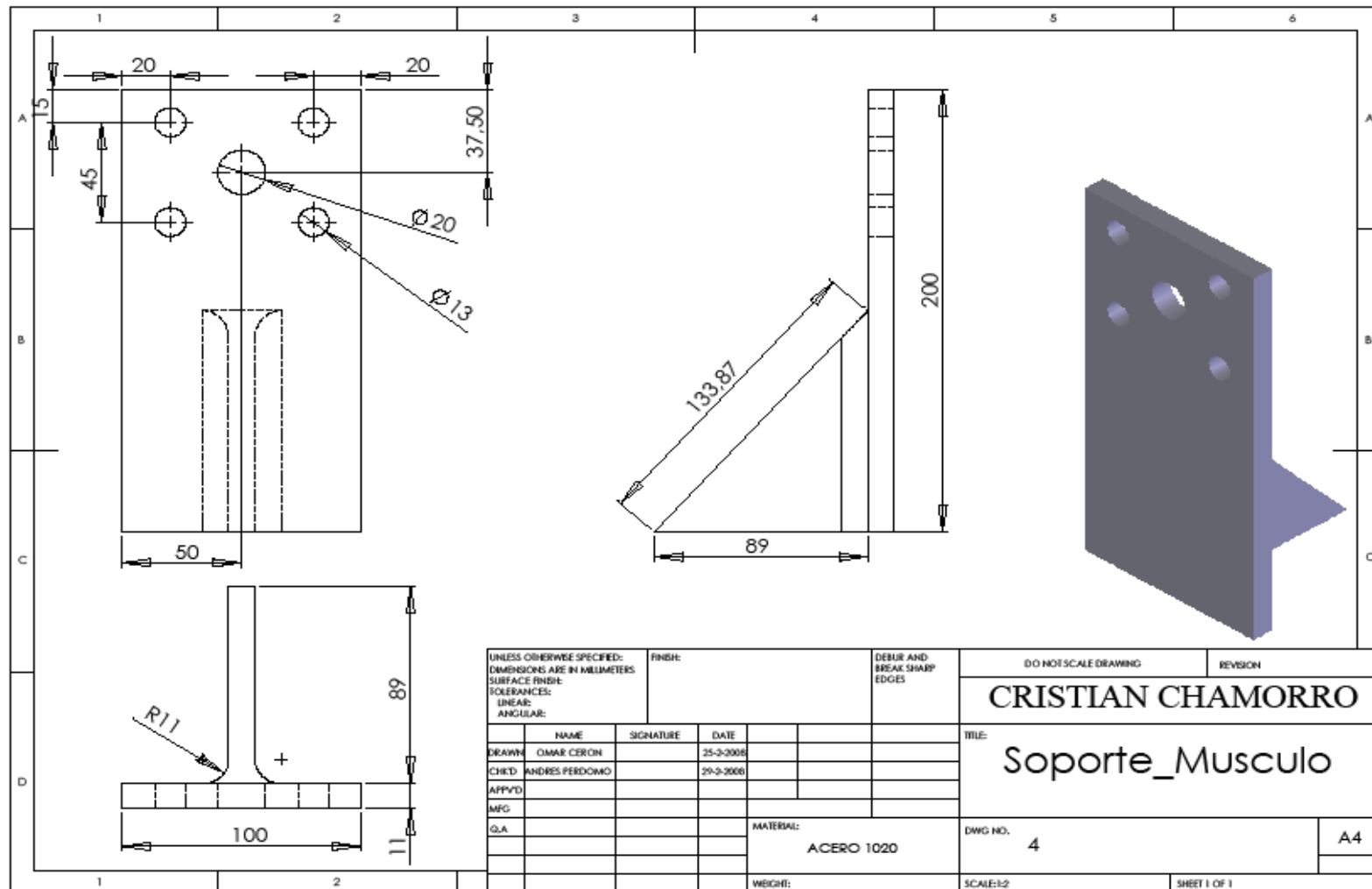


**Anexo B.** Planos de despiece del banco de pruebas para la generación de vibraciones controladas en sillas de automóviles para la detección de ruidos parásitos.

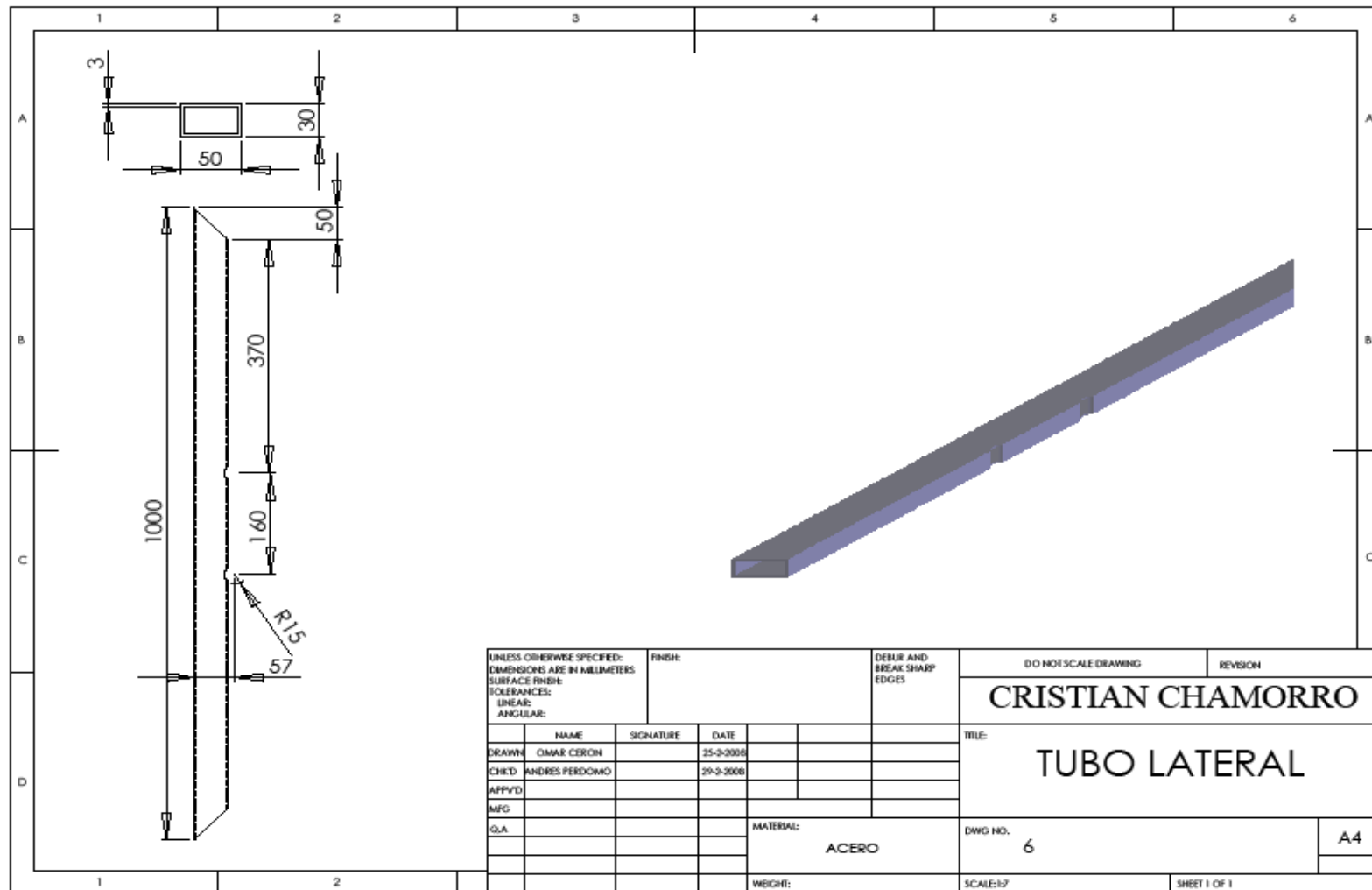


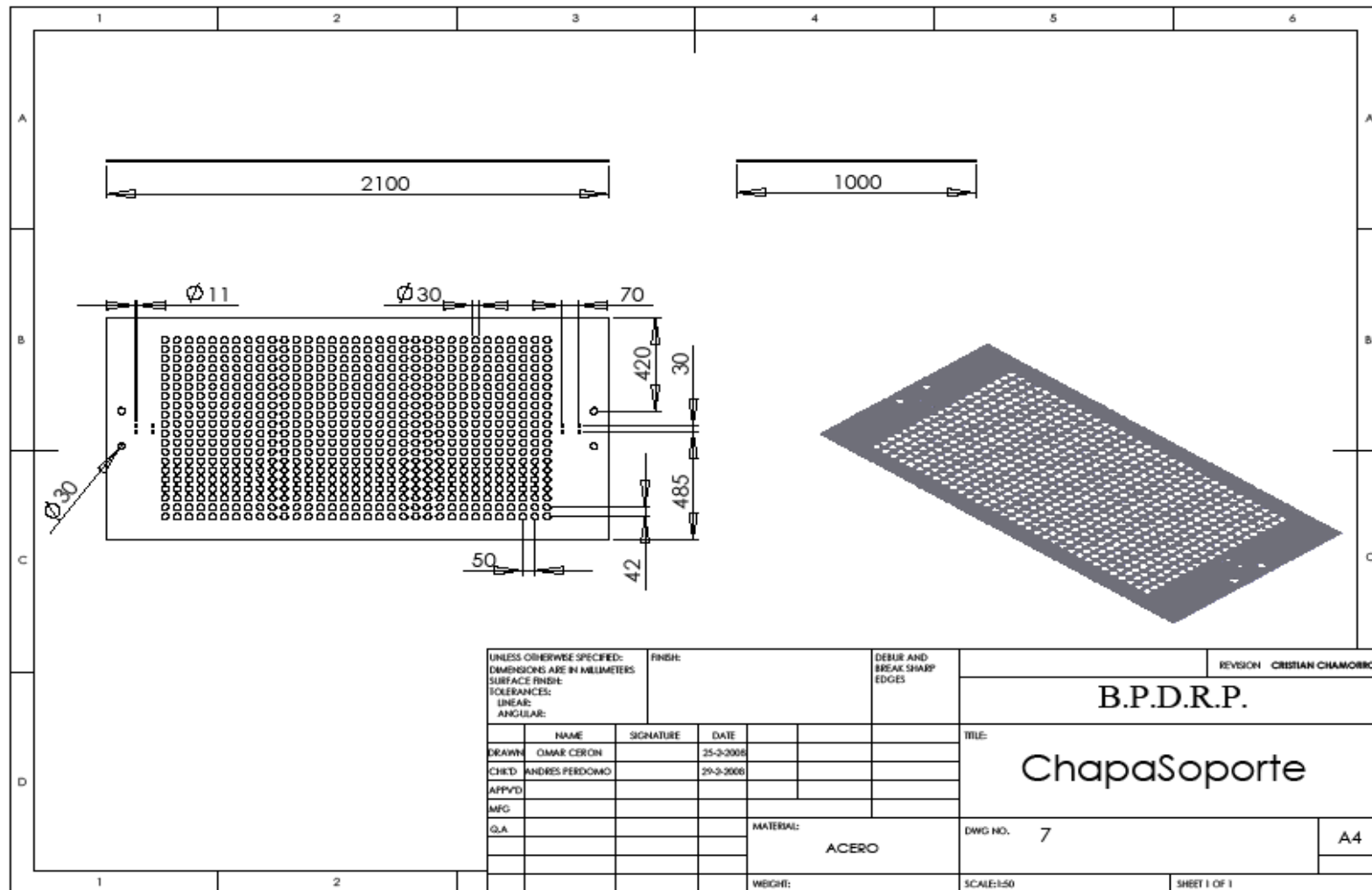


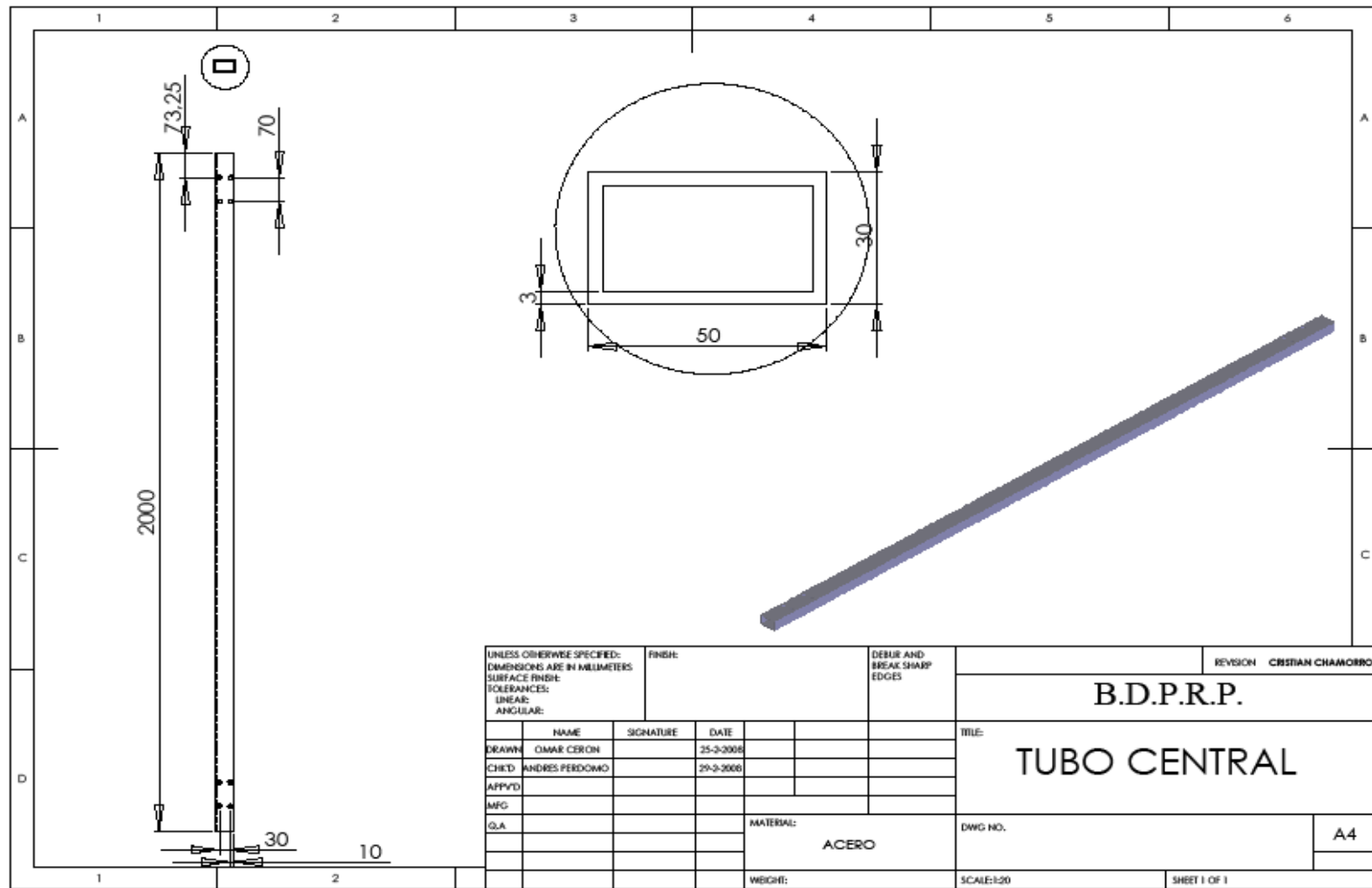




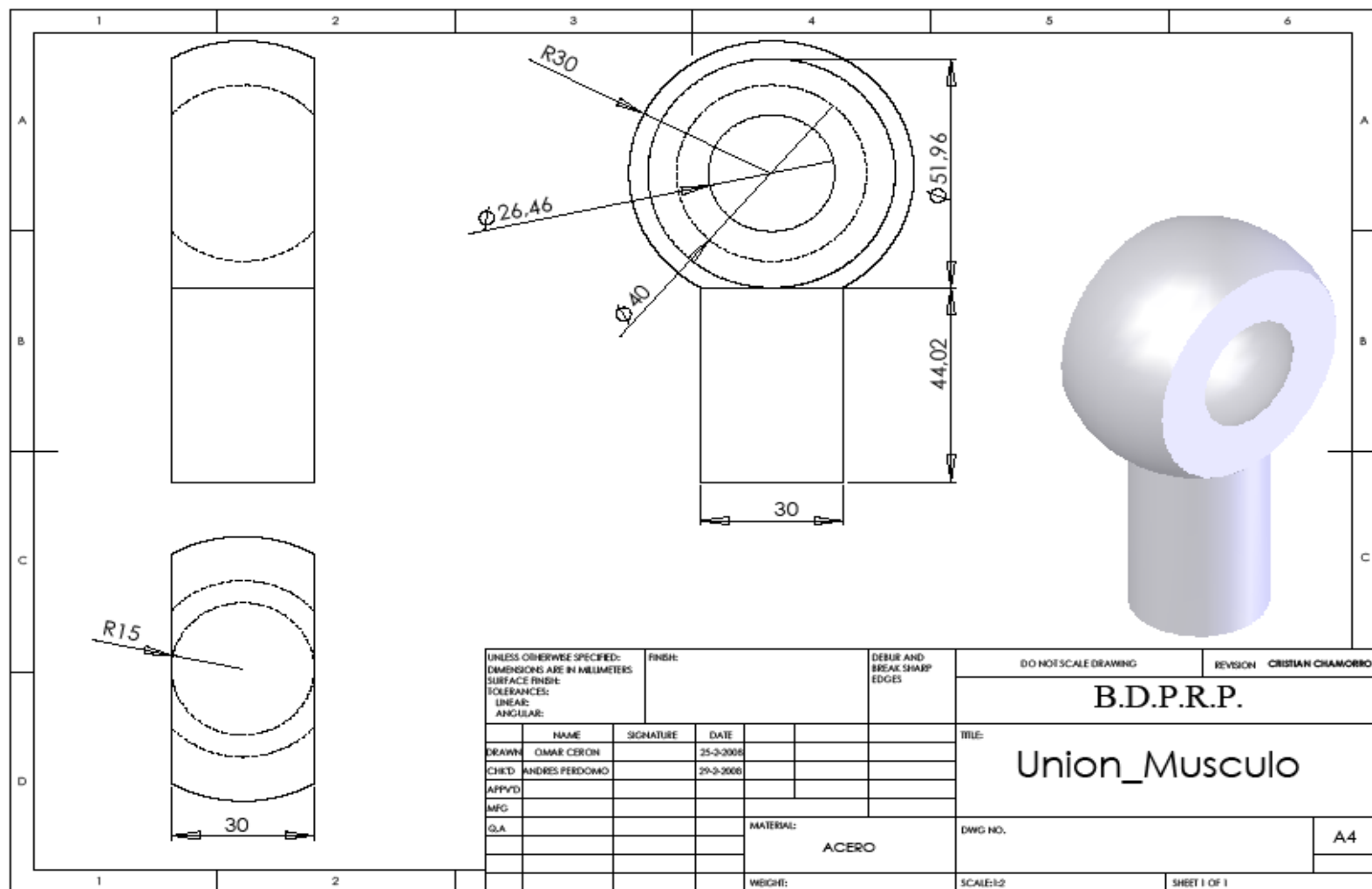


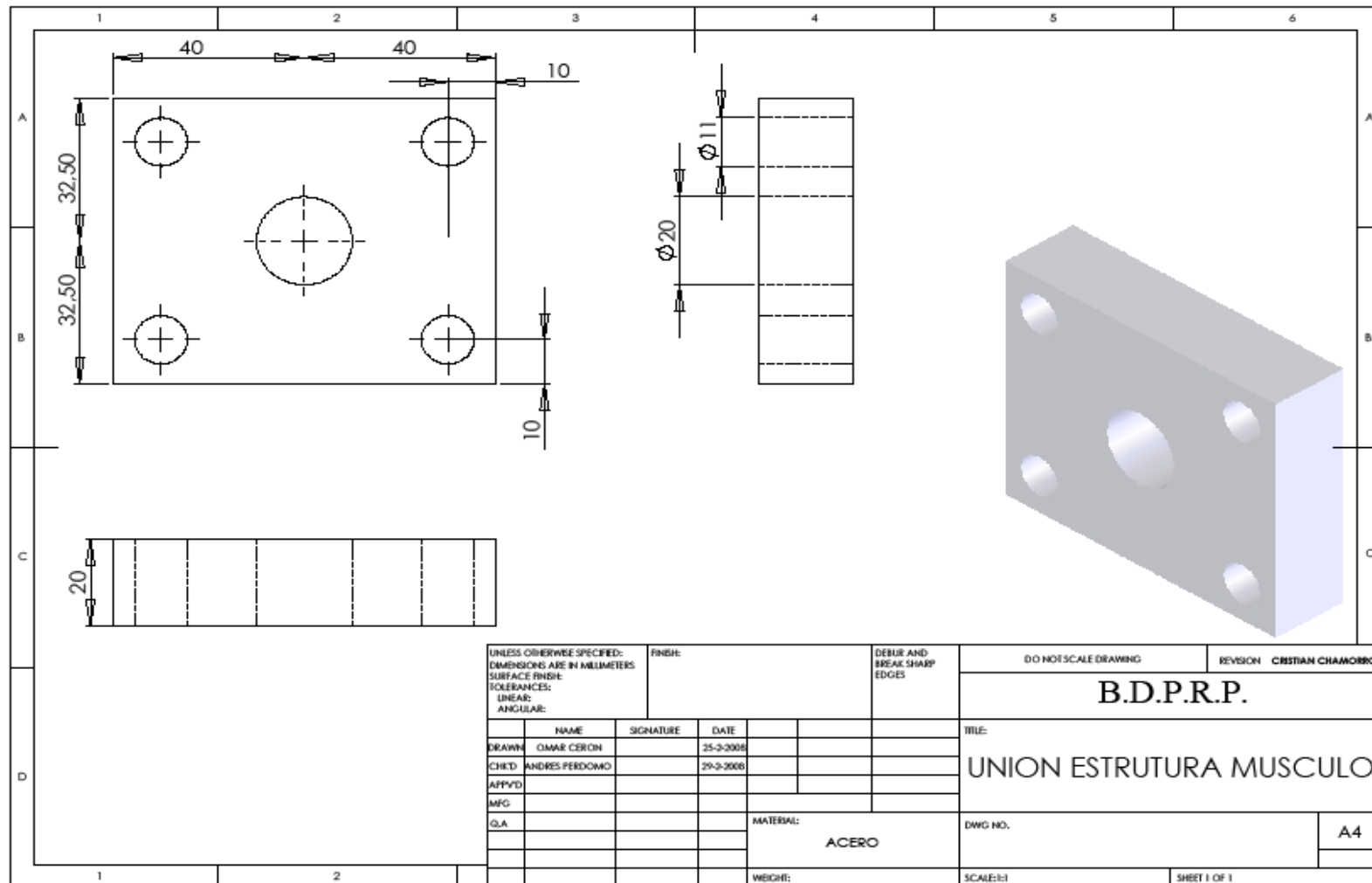


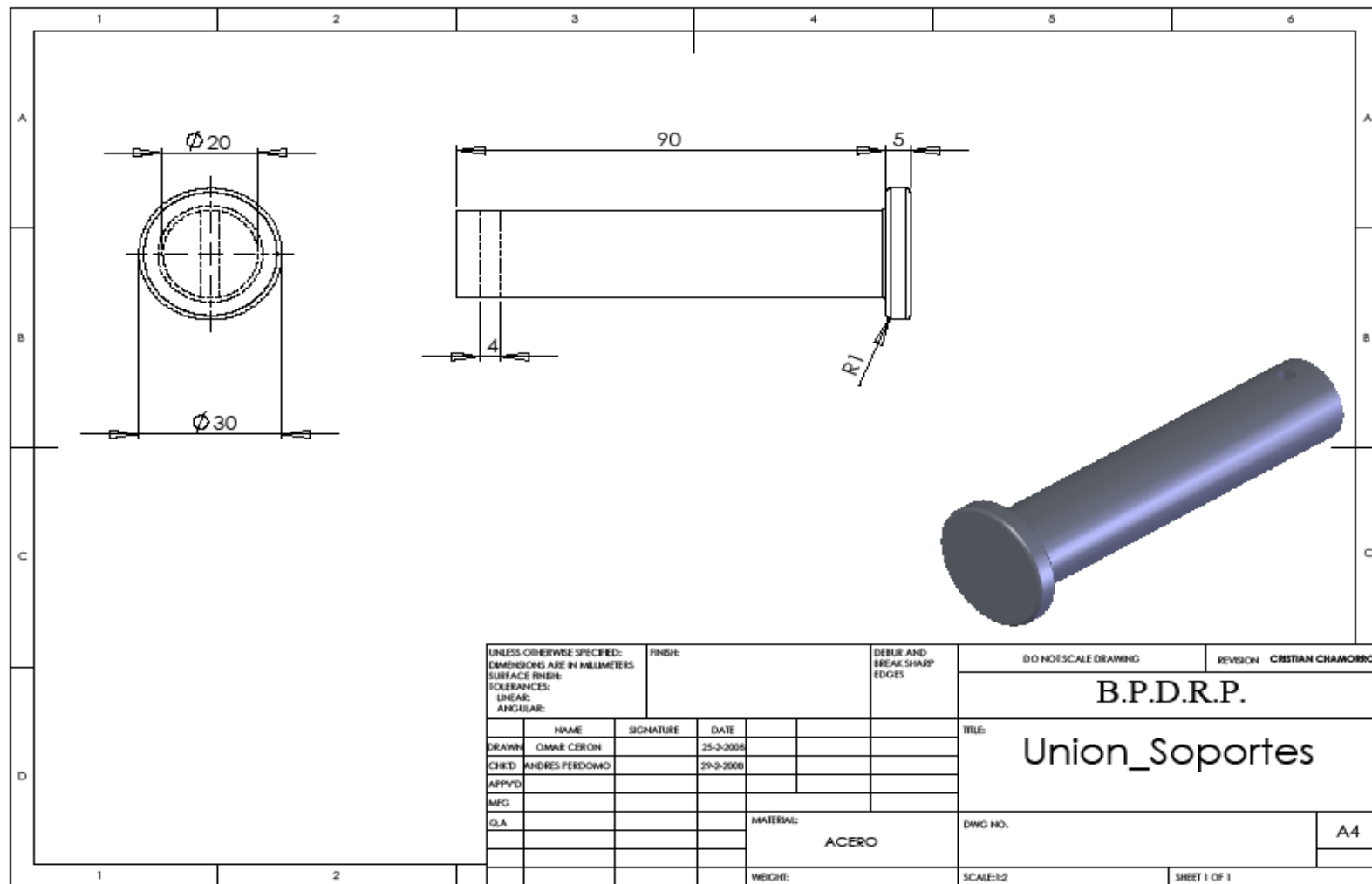


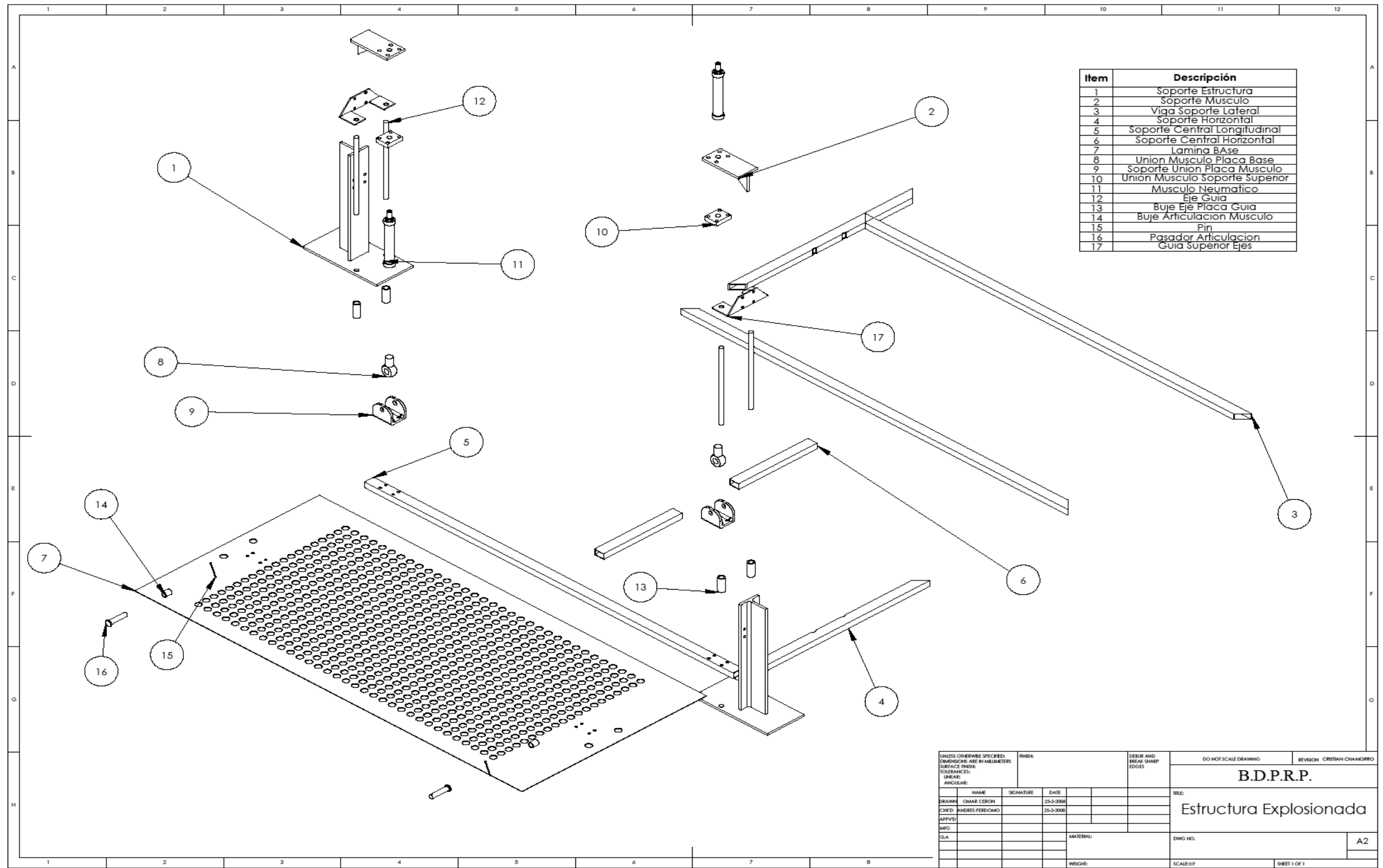












### Anexo C. Formulas Empeladas para el cálculo de elementos finitos

#### Propiedades de las secciones transversales

$A$  = área

$C$  = localización del centroide

$I_x$  = segundo momento del área =  $\int x^2 dA$   
respecto al eje  $x$

$I_y$  = segundo momento del área =  $\int y^2 dA$   
respecto al eje  $y$

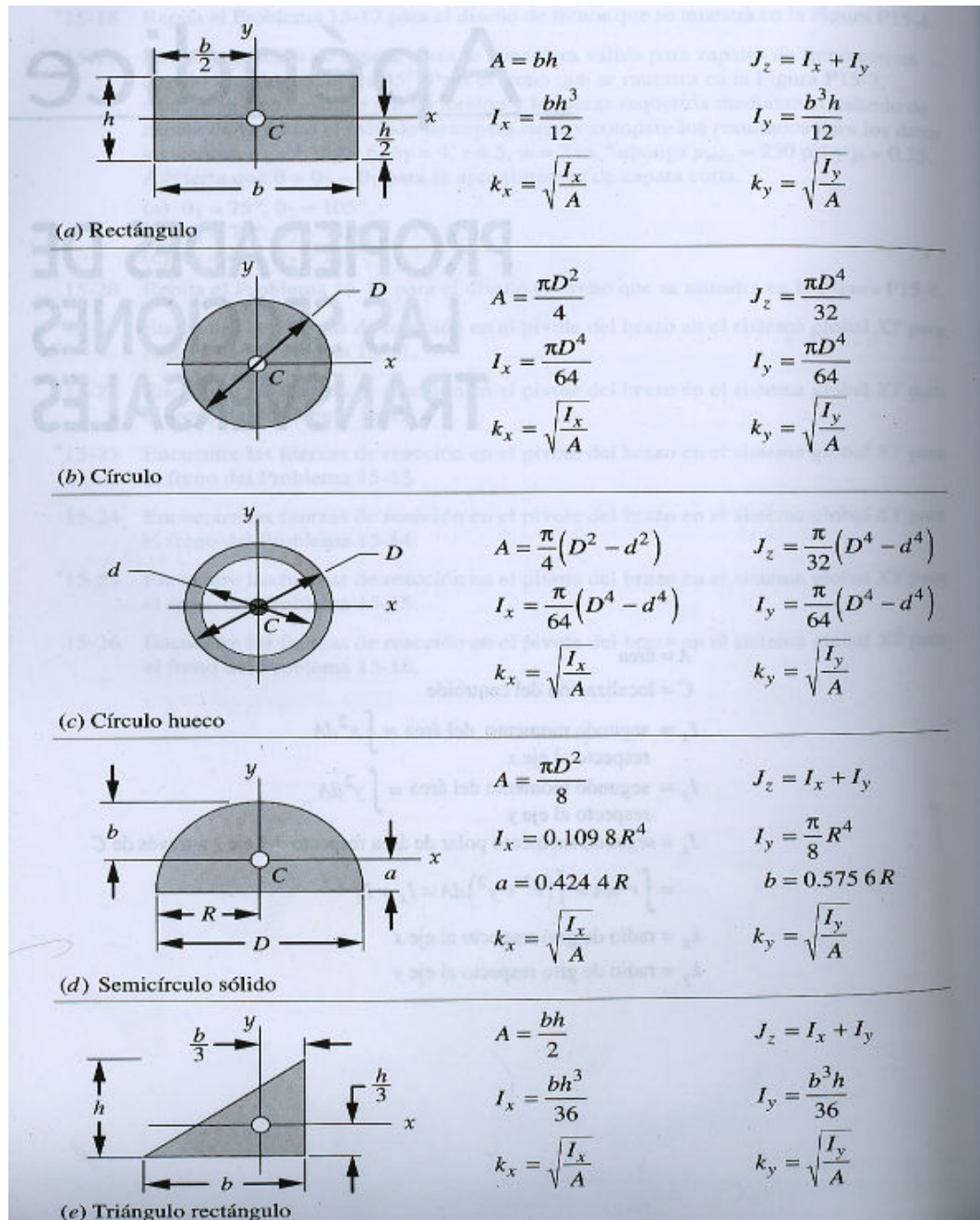
$J_z$  = segundo momento polar de área respecto del eje  $z$  a través de  $C$

$$= \int r^2 dA = \int (x^2 + y^2) dA = I_x + I_y$$

$k_x$  = radio de giro respecto al eje  $x$

$k_y$  = radio de giro respecto al eje  $y$

## Áreas, centroides y momentos de inercia figuras geométricas



$V$  = volumen

$m$  = masa

$C_g$  = localización del centro de masa

$I_x$  = segundo momento de masa respecto al eje  $x = \int (y^2 + z^2) dm$

$I_y$  = segundo momento de masa respecto al eje  $y = \int (x^2 + z^2) dm$

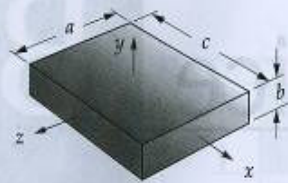
$I_z$  = segundo momento de masa respecto al eje  $z = \int (x^2 + y^2) dm$

$k_x$  = radio de giro respecto al eje  $x$

$k_y$  = radio de giro respecto al eje  $y$

$k_z$  = radio de giro respecto al eje  $z$





(a) Prisma rectangular

$$V = abc$$

$$m = V \cdot \text{densidad de masa}$$

$$x_{Cg} @ \frac{c}{2}$$

$$y_{Cg} @ \frac{b}{2}$$

$$z_{Cg} @ \frac{a}{2}$$

$$I_x = \frac{m(a^2 + b^2)}{12}$$

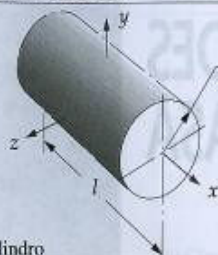
$$I_y = \frac{m(a^2 + c^2)}{12}$$

$$I_z = \frac{m(b^2 + c^2)}{12}$$

$$k_x = \sqrt{\frac{I_x}{m}}$$

$$k_y = \sqrt{\frac{I_y}{m}}$$

$$k_z = \sqrt{\frac{I_z}{m}}$$



(b) Cilindro

$$V = \pi r^2 l$$

$$m = V \cdot \text{densidad de masa}$$

$$x_{Cg} @ \frac{l}{2}$$

$$y_{Cg} \text{ sobre el eje}$$

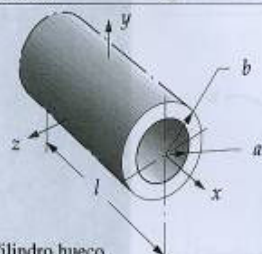
$$z_{Cg} \text{ sobre el eje}$$

$$I_x = \frac{mr^2}{2}$$

$$I_y = I_z = \frac{m(3r^2 + l^2)}{12}$$

$$k_x = \sqrt{\frac{I_x}{m}}$$

$$k_y = k_z = \sqrt{\frac{I_y}{m}}$$



(c) Cilindro hueco

$$V = \pi(b^2 - a^2)l$$

$$m = V \cdot \text{densidad de masa}$$

$$x_{Cg} @ \frac{l}{2}$$

$$y_{Cg} \text{ sobre el eje}$$

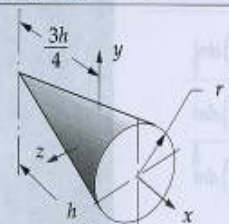
$$z_{Cg} \text{ sobre el eje}$$

$$I_x = \frac{m(a^2 + b^2)}{2}$$

$$I_y = I_z = \frac{m(3a^2 + 3b^2 + l^2)}{12}$$

$$k_x = \sqrt{\frac{I_x}{m}}$$

$$k_y = k_z = \sqrt{\frac{I_y}{m}}$$



(d) Cono recto circular

$$V = \pi \frac{r^2 h}{3}$$

$$m = V \cdot \text{densidad de la masa}$$

$$x_{Cg} @ \frac{3h}{4}$$

$$y_{Cg} \text{ sobre el eje}$$

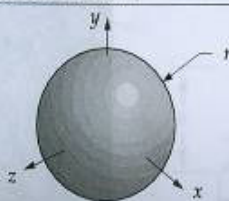
$$z_{Cg} \text{ sobre el eje}$$

$$I_x = \frac{3}{10} mr^2$$

$$I_y = I_z = \frac{m(12r^2 + 3h^2)}{80}$$

$$k_x = \sqrt{\frac{I_x}{m}}$$

$$k_y = k_z = \sqrt{\frac{I_y}{m}}$$



(e) Esfera

$$V = \frac{4}{3} \pi r^3$$

$$m = V \cdot \text{densidad de masa}$$

$$x_{Cg} \text{ en el centro}$$

$$y_{Cg} \text{ en el centro}$$

$$z_{Cg} \text{ en el centro}$$

$$I_x = I_y = I_z = \frac{2}{5} mr^2$$

$$k_x = k_y = k_z = \sqrt{\frac{I_y}{m}}$$



## Anexo D. Propiedades de mecánicas los materiales

### Propiedades mecánicas de algunas aleaciones de aluminio forjado

Aleación de aluminio forjado	Estado	Límite elástico a la tensión (convencional al 2%)		Resistencia máxima a la tensión		Resistencia a la fatiga a 5E8 ciclos		Elongación en 2 in %	Dureza Brinell -HB
		kpsi	MPa	kpsi	MPa	kpsi	MPa		
1100	recocido en hoja	5	34	13	90			35	23
	laminado en frío	22	152	24	165			5	44
2024	recocido en hoja	11	76	26	179			20	-
	tratamiento térmico	42	290	64	441	20	138	19	-
3003	recocido en hoja	6	41	16	110			30	28
	laminado en frío	27	186	29	200			4	55
5052	recocido en hoja	13	90	28	193			25	47
	laminado en frío	37	255	42	290			7	77
6061	recocido en hoja	8	55	18	124			25	30
	tratamiento térmico	40	276	45	310	14	97	12	95
7075	recocido en barra	15	103	33	228			16	60
	tratamiento térmico	73	503	83	572	14	97	11	150

\*Properties of Some Metals and Alloys, International Nickel Co., N.Y., Metals Handbook, American Society for Metals, Materials Park, Ohio.

### Propiedades mecánicas de algunas aleaciones de aluminio fundido

Aleación de fundición de aluminio	Estado	Límite elástico a la tensión (convencional al 2%)		Resistencia máxima a la tensión		Elongación en 2 in %	Dureza Brinell -HB
		kpsi	MPa	kpsi	MPa		
43	fundición en molde permanente—tal y como está fundido	9	62	23	159	10	45
195	fundición en arena—tal y como está fundido	24	165	36	248	5	-
220	fundición en arena—solución tratada térmicamente	26	179	48	331	16	75
380	fundición en molde—tal y como está fundido	24	165	48	331	3	-
A132	molde permanente de fundición—tratamiento térmico + 340°F	43	296	47	324	0.5	125
A142	fundición en arena—tratamiento térmico + 650°F	30	207	32	221	0.5	85

\*Properties of Some Metals and Alloys, International Nickel Co., Inc., Nueva York.

## Propiedades mecánicas de algunas aleaciones de cobre forjadas y fundidas

Aleación de cobre	Estado	Límite elástico a la tensión (convencional al 2%)		Resistencia máxima a la tensión		Elongación en 2 in %	Dureza Brinell o Rockwell
		kpsi	MPa	kpsi	MPa		
CA110—Cobre puro	recocido en tiras	10	69	32	221	45	40HRF
	revenido de resorte	50	345	55	379	4	60HRB
CA170—Cobre al berilio	recocido en tiras más envejecimiento	145	1 000	165	1 138	7	35HRC
	duro más envejecimiento	170	1 172	190	1 310	3	40HRC
CA220—Bronce comercial	recocido en tiras	10	69	37	255	45	53HRF
	revenido resorte	62	427	72	496	3	78HRB
CA230—Bronce rojo	recocido en tiras	15	103	40	276	50	50HB
	revenido duro	60	414	75	517	7	135HB
CA260—Latón para cartucho	recocido en tiras	11	76	44	303	66	54HRF
	revenido resorte	65	448	94	648	3	91HRB
CA270—Latón amarillo	recocido en tiras	14	97	46	317	65	58HRF
	revenido resorte	62	427	91	627	30	90HRB
CA510—Bronce fosforado	recocido	19	131	47	324	64	73HRF
	revenido resorte	80	552	100	689	4	95HRB
CA614—Bronce aluminio	blando	45	310	82	565	40	84HRB
	duro	60	414	89	614	32	87HRB
CA655—Bronce al alto silicio	recocido	21	145	56	386	63	76HRF
	revenido resorte	62	427	110	758	4	97HRB
CA675—Bronce al manganeso	blando	30	207	65	448	33	65HRB
	semiduro	60	414	84	579	19	90HRB
Bronce con plomo y estaño	tal y como sale de fundición	19	131	34	234	18	60HB
Bronce al níquel y al estaño	tal y como sale de fundición	20	138	50	345	40	85HB
	fundido y con tratamiento térmico	55	379	85	586	10	180HB

\* Properties of Some Metals and Alloys, International Nickel Co., Inc., Nueva York.

## Propiedades mecánicas de algunas aleaciones de Titanio

Aleación de titanio	Estado	Límite elástico a la tensión (convencional al 2%)		Resistencia máxima a la tensión		Elongación en 2 in %	Dureza Brinell o Rockwell
		kpsi	MPa	kpsi	MPa		
Ti-35A	recocido en hoja	30	207	40	276	30	135HB
Ti-50A	recocido en hoja	45	310	55	379	25	215HB
Ti-75A	recocido en hoja	75	517	85	586	18	245HB
Aleación Ti-0.2Pd	recocido en hoja	45	310	55	379	25	215HB
Aleación Ti-5 Al-2.5 Sn	recocido	125	862	135	931	13	39HRC
Aleación Ti-8 Al-1 Mo-1 V	recocido en hoja	130	896	140	965	13	39HRC
Aleación Ti-8 Al-12 Sn-4 Zr-2 Mo	recocido en barra	130	896	140	965	15	39HRC
Aleación Ti-8 Al-6 V-2 Sn	recocido en hoja	155	1 069	165	1 138	12	41HRC
Aleación Ti-6 Al-2 V	recocido en hoja	130	896	140	965	13	39HRC
Aleación Ti-6 Al-4 V	tratamiento térmico	165	1 138	175	1 207	12	—
Aleación Ti-13 V-11 Cr-3 Al	recocido en hoja	130	896	135	931	13	37HRC
Aleación Ti-13 V-11 Cr-3 Al	tratamiento térmico	170	1 172	180	1 241	6	—

\* Properties of Some Metals and Alloys, International Nickel Co., Inc., Nueva York.



## Propiedades mecánicas de algunas aleaciones de Magnesio

Aleación de magnesio	Estado	Límite elástico a la tensión (convencional al 2%)		Resistencia máxima a la tensión		Elongación en 2 in %	Dureza Brinell o Rockwell
		kpsi	MPa	kpsi	MPa		
AZ 31B	recocido en hoja	22	152	37	255	21	56HB
	hoja dura	32	221	42	290	15	73HB
AZ 80A	tal y como sale de la forja	33	228	48	331	11	69HB
	forjado y envejecido	36	248	50	345	6	72HB
AZ91A y AZ91B	fundido con dado	22	152	33	228	3	63HB
AZ91C	tal y como sale fundido	14	97	24	165	2.5	60HB
	fundido tratado en solución y envejecido	19	131	40	276	5	70HB
AZ92A	tal y como sale fundido	14	97	25	172	2	65HB
	fundido tratado con solución	14	97	40	276	10	63HB
	fundido tratado con solución y envejecido	22	152	40	276	3	81HB
EZ33A	fundido y envejecido	16	110	23	159	3	50HB
HK31A	endurecido por deformación	29	200	37	255	8	68HB
	fundido con tratamiento térmico	15	103	32	221	8	66HRB
HZ32A	fundido-tratamiento por solución y envejecido	13	90	27	186	4	55HB
ZK60A	tal y como se extruye	38	262	49	338	14	75HB
	extruido y envejecido	44	303	53	365	11	82HB

\* Properties of Some Metals and Alloys, International Nickel Co., Inc., Nueva York.

## Propiedades mecánicas de algunas aleaciones de hierro fundido

Aleación de hierro fundido	Estado	Límite elástico a la tensión (convencional al 2%)		Resistencia máxima a la tensión		Resistencia a la compresión		Dureza Brinell -HB
		kpsi	MPa	kpsi	MPa	kpsi	MPa	
Fundición de hierro gris—clase 20	tal y como se fundió	—	—	22	152	83	572	156
Fundición de hierro gris—clase 30	tal y como se fundió	—	—	32	221	109	752	210
Fundición de hierro gris—clase 40	tal y como se fundió	—	—	42	290	140	965	235
Fundición de hierro gris—clase 50	tal y como se fundió	—	—	52	359	164	1 131	262
Fundición de hierro gris—clase 60	tal y como se fundió	—	—	62	427	187	1 289	302
Hierro dúctil 60-40-18	recocido	47	324	65	448	52	359	160
Hierro dúctil 65-45-12	recocido	48	331	67	462	53	365	174
Hierro dúctil 80-55-06	recocido	53	365	82	565	56	386	228
Hierro dúctil 120-90-02 24	revenido y templado	120	827	140	965	134	924	325

\* Properties of Some Metals and Alloys, International Nickel Co., Inc., N.Y.; Metals Handbook, American Society for Metals, Materials Park, Ohio.

## Propiedades mecánicas de algunas aleaciones de acero inoxidable

Aleación de acero inoxidable	Estado	Límite elástico a la tensión (convencional al 2%)		Resistencia máxima a la tensión		Elongación en 2 in %	Dureza Brinell o Rockwell
		kpsi	MPa	kpsi	MPa		
Tipo 301	recocido en tira	40	276	110	758	60	85HRB
	laminado en frío	165	1 138	200	1 379	8	41HRC
Tipo 302	recocido en hojas	40	276	90	621	50	85HRB
	laminado en frío	165	1 138	190	1 310	5	40HRC
Tipo 304	recocido en hojas	35	241	85	586	50	80HRB
	laminado en frío	160	1 103	185	1 276	4	40HRC
Tipo 314	laminado en barra	50	345	100	689	45	180HB
Tipo 316	recocido en hojas	40	276	90	621	50	85HRB
Tipo 330	laminado en caliente	55	379	100	689	35	200HB
	recocido	35	241	80	552	50	150HB
Tipo 410	recocido en hoja	45	310	70	483	25	80HRB
	tratamiento térmico	140	965	180	1 241	15	39HRC
Tipo 420	recocido en barra	50	345	95	655	25	92HRB
	tratamiento térmico	195	1 344	230	1 586	8	500HB
Tipo 431	recocido en barra	95	655	125	862	25	260HB
	tratamiento térmico	150	1 034	195	1 344	15	400HB
Tipo 440C	recocido en barra	65	448	110	758	14	230HB
	templado y revenido 600°F	275	1 896	285	1 965	2	57HRC
17-4 PH (AISI 630)	endurecido	185	1 276	200	1 379	14	44HRC
17-7 PH (AISI 631)	endurecido	220	1 517	235	1 620	6	48HRC

*Properties of Some Metals and Alloys, International Nickel Co., Inc., Nueva York.*



## Propiedades mecánicas de algunos aceros al carbono

Número SAE/AISI	Estado	Límite elástico a la tensión (convencional al 2%)		Resistencia máxima a la tensión		Elongación en 2 in %	Dureza Brinell -HB
		kpsi	MPa	kpsi	MPa		
1010	laminado en caliente	26	179	47	324	28	95
	laminado en frío	44	303	53	365	20	105
1020	laminado en caliente	30	207	55	379	25	111
	laminado en frío	57	393	68	469	15	131
1030	laminado en caliente	38	259	68	469	20	137
	normalizado @ 1 650°F	50	345	75	517	32	149
	laminado en caliente	64	441	76	524	12	149
	templado y revenido @ 1 000°F	75	517	97	669	28	255
	templado y revenido @ 800°F	84	579	106	731	23	302
	templado y revenido @ 400°F	94	648	123	848	17	495
1035	laminado en caliente	40	276	72	496	18	143
	laminado en frío	67	462	80	552	12	163
1040	laminado en caliente	42	290	76	524	18	149
	normalizado @ 1 650°F	54	372	86	593	28	170
	laminado en frío	71	490	85	586	12	170
	templado y revenido @ 1 200°F	63	434	92	634	29	192
	templado y revenido @ 800°F	80	552	110	758	21	241
	templado y revenido @ 400°F	86	593	113	779	19	262
1045	laminado en caliente	45	310	82	565	16	163
	laminado en frío	77	531	91	627	12	179
1050	laminado en caliente	50	345	90	621	15	179
	normalizado @ 1 650°F	62	427	108	745	20	217
	laminado en frío	84	579	100	689	10	197
	templado y revenido @ 1 200°F	78	538	104	717	28	235
	templado y revenido @ 800°F	115	793	158	1 089	13	444
	templado y revenido @ 400°F	117	807	163	1 124	9	514
1060	laminado en caliente	54	372	98	676	12	200
	normalizado @ 1 650°F	61	421	112	772	18	229
	templado y revenido @ 1 200°F	76	524	116	800	23	229
	templado y revenido @ 1 000°F	97	669	140	965	17	277
	templado y revenido @ 800°F	111	765	156	1 076	14	311
1095	laminado en caliente	66	455	120	827	10	248
	normalizado @ 1 650°F	72	496	147	1 014	9	13
	templado y revenido @ 1 200°F	80	552	130	896	21	269
	templado y revenido @ 800°F	112	772	176	1 213	12	363
	templado y revenido @ 600°F	118	814	183	1 262	10	375

\* SAE Handbook, Society of Automotive Engineers, Warrendale Pa.; Metals Handbook, American Society for Metals, Materials Park, Ohio.

## Propiedades mecánicas de algunos aceros de aleación y para herramienta

Número SAE/AISI	Estado	Límite elástico a la tensión (convencional al 2%)		Resistencia máxima a la tensión		Elongación en 2 in %	Dureza Brinell o Rockwell
		kpsi	MPa	kpsi	MPa		
1340	recocido	63	434	102	703	25	204HB
	templado y revenido	109	752	125	862	21	250HB
4027	recocido	47	324	75	517	30	150HB
	templado y revenido	113	779	132	910	12	264HB
4130	recocido @ 1 450°F	52	359	81	558	28	156HB
	normalizado @ 1 650°F	63	434	97	669	25	197HB
	templado y revenido @ 1 200°F	102	703	118	814	22	245HB
	templado y revenido @ 800°F	173	1 193	186	1 282	13	380HB
	templado y revenido @ 400°F	212	1 462	236	1 627	10	41HB
4140	recocido @ 1 450°F	61	421	95	655	26	197HB
	normalizado @ 1 650°F	95	655	148	1 020	18	302HB
	templado y revenido @ 1 200°F	95	655	110	758	22	230HB
	templado y revenido @ 800°F	165	1 138	181	1 248	13	370HB
	templado y revenido @ 400°F	238	1 641	257	1 772	8	510HB
4340	templado y revenido @ 1 200°F	124	855	140	965	19	280HB
	templado y revenido @ 1 000°F	156	1 076	170	1 172	13	360HB
	templado y revenido @ 800°F	198	1 365	213	1 469	10	430HB
	templado y revenido @ 600°F	230	1 586	250	1 724	10	486HB
6150	recocido	59	407	96	662	23	192HB
	templado y revenido	148	1 020	157	1 082	16	314HB
8740	recocido	60	414	95	655	25	190HB
	templado y revenido	133	917	144	993	18	288HB
H-11	recocido @ 1 600°F	53	365	100	689	25	96HRB
	templado y revenido @ 1 000°F	250	1 724	295	2 034	9	55HRC
L-2	recocido @ 1 425°F	74	510	103	710	25	96HRB
	templado y revenido @ 400°F	260	1 793	290	1 999	5	54HRC
L-6	recocido @ 1 425°F	55	379	95	655	25	93HRB
	templado y revenido @ 1 600°F	260	1 793	290	1 999	4	54HRC
P-20	recocido @ 1 425°F	75	517	100	689	17	97HRB
	templado y revenido @ 400°F	205	1 413	270	1 862	10	52HRC
S-1	recocido @ 1 475°F	60	414	100	689	24	96HRB
	templado y revenido @ 400°F	275	1 896	300	2 068	4	57HRC
S-5	recocido @ 1 450°F	64	441	105	724	25	96HRB
	templado y revenido @ 400°F	280	1 931	340	2 344	5	59HRC
S-7	recocido @ 1 525°F	55	379	93	641	25	95HRB
	templado y revenido @ 400°F	210	1 448	315	2 172	7	58HRC
A-8	recocido @ 1 550°F	65	448	103	710	24	97HRB
	templado y revenido @ 1050°F	225	1 551	265	1 827	9	52HRC

Machine Design Materials Reference Issue, Penton Publishing, Cleveland, Ohio; Metals Handbook, ASM, Materials Park, Ohio.



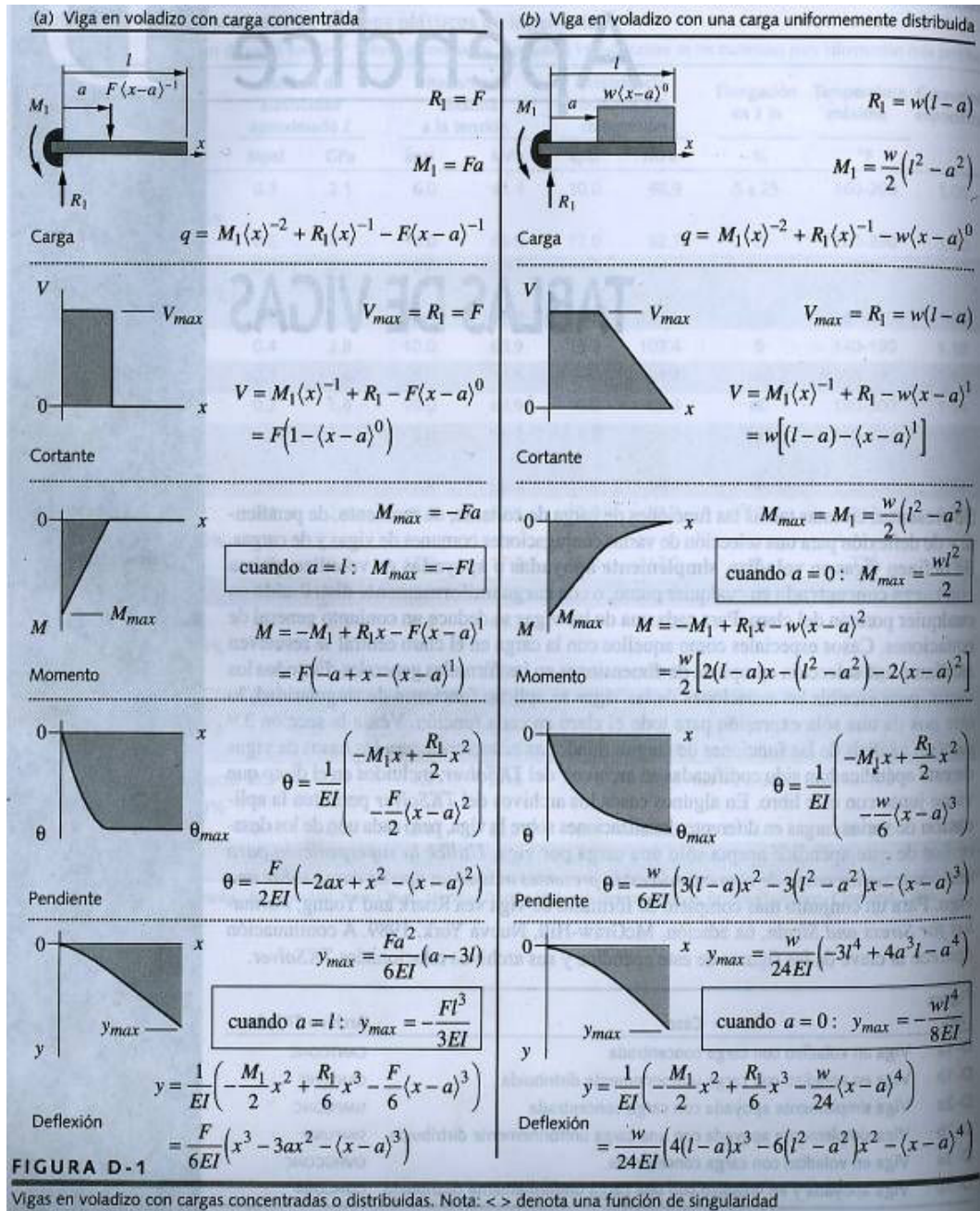
## Propiedades mecánicas de algunos plásticos en ingeniería

Material	Módulo de elasticidad aproximado $E$		Resistencia máxima a la tensión		Resistencia máxima a la compresión		Elongación en 2 in	Temperatura máxima	Gravedad específica
	Mpsi	GPa	kpsi	MPa	kpsi	MPa	%	°F	
ABS	0.3	2.1	6.0	41.4	10.0	68.9	5 a 25	160-200	1.05
Cargado con 20-40% de vidrio	0.6	4.1	10.0	68.9	12.0	82.7	3	200-230	1.30
Acetal	0.5	3.4	8.8	60.7	18.0	124.1	60	220	1.41
Cargado con 20-30% de vidrio	1.0	6.9	10.0	68.9	18.0	124.1	7	185-220	1.56
Acrílico	0.4	2.8	10.0	68.9	15.0	103.4	5	140-190	1.18
Fluoroplástico (FTE)	0.2	1.4	5.0	34.5	6.0	41.4	100	350-330	2.10
Nylon 6/6	0.2	1.4	10.0	68.9	10.0	68.9	60	180-300	1.14
Nylon 11	0.2	1.3	8.0	55.2	8.0	55.2	300	180-300	1.04
Cargado con 20-30% de vidrio	0.4	2.5	12.8	88.3	12.8	88.3	4	250-340	1.26
Polycarbonato	0.4	2.4	9.0	62.1	12.0	82.7	100	250	1.20
Cargado con 10-40% de vidrio	1.0	6.9	17.0	117.2	17.0	117.2	2	275	1.35
Polietileno HMW	0.1	0.7	2.5	17.2	-	-	525	-	0.94
Óxido de polifenileno	0.4	2.4	9.6	66.2	16.4	113.1	20	212	1.06
Cargado con 20-30% de fibra de vidrio	1.1	7.8	15.5	106.9	17.5	120.7	5	260	1.23
Polipropileno	0.2	1.4	5.0	34.5	7.0	48.3	500	250-320	0.90
Cargado con 20-30% de vidrio	0.7	4.8	7.5	51.7	6.2	42.7	2	300-320	1.10
Poliestireno de alto impacto	0.3	2.1	4.0	27.6	6.0	41.4	2 a 80	140-175	1.07
Cargado con 20-30% de vidrio	0.1	0.7	12.0	82.7	16.0	110.3	1	180-200	1.25
Polisulfona	0.4	2.5	10.2	70.3	13.9	95.8	50	300-345	1.24

\* Modern Plastics Encyclopedia, McGraw-Hill, Nueva York; Machine Design Materials Reference Issue, Penton Publishing, Cleveland, Ohio.

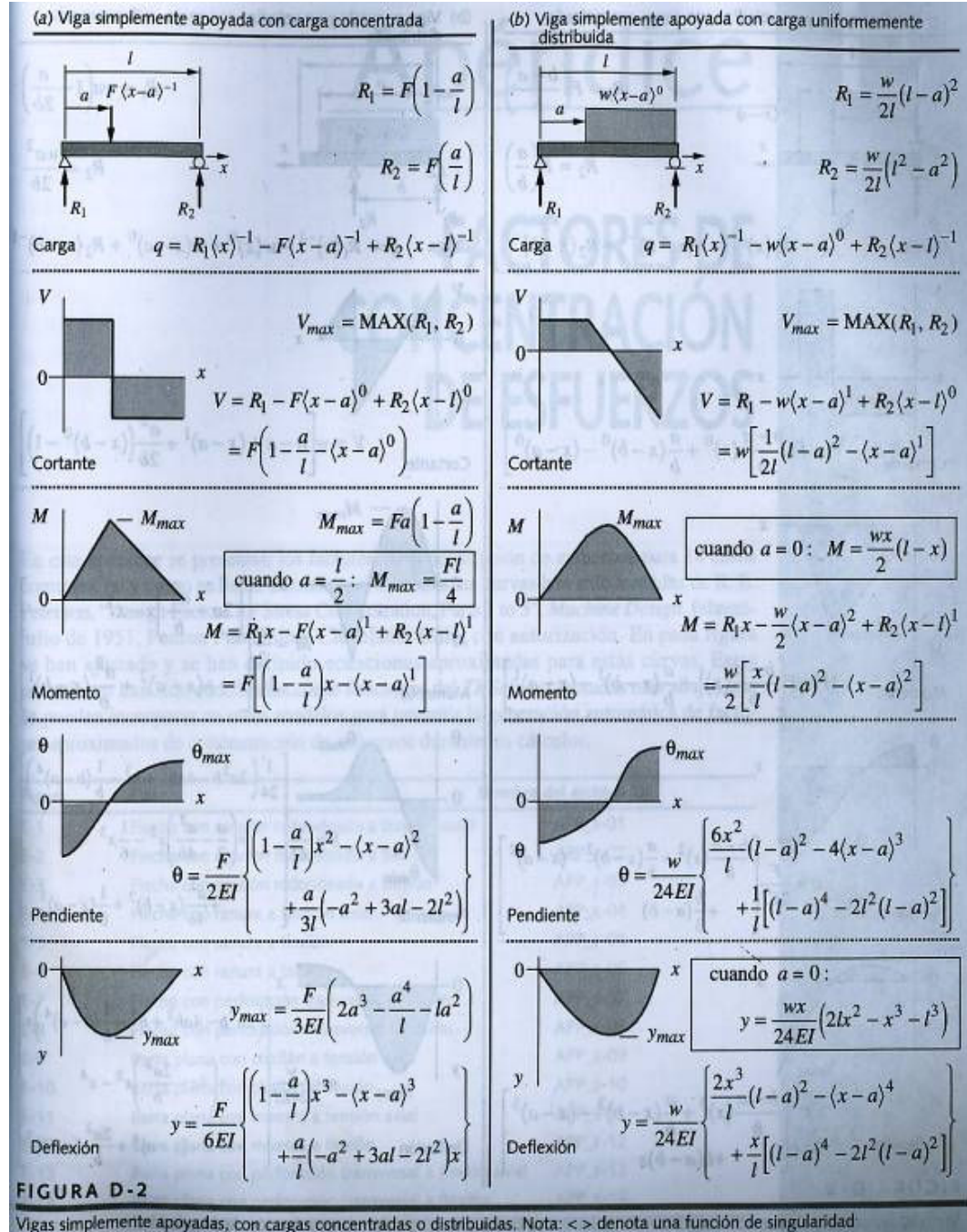
**Anexo E.** Formulas para determinar el momento flector y cortante en las vigas más comunes.

Viga en Voladizo con carga concentrada y uniformemente distribuida

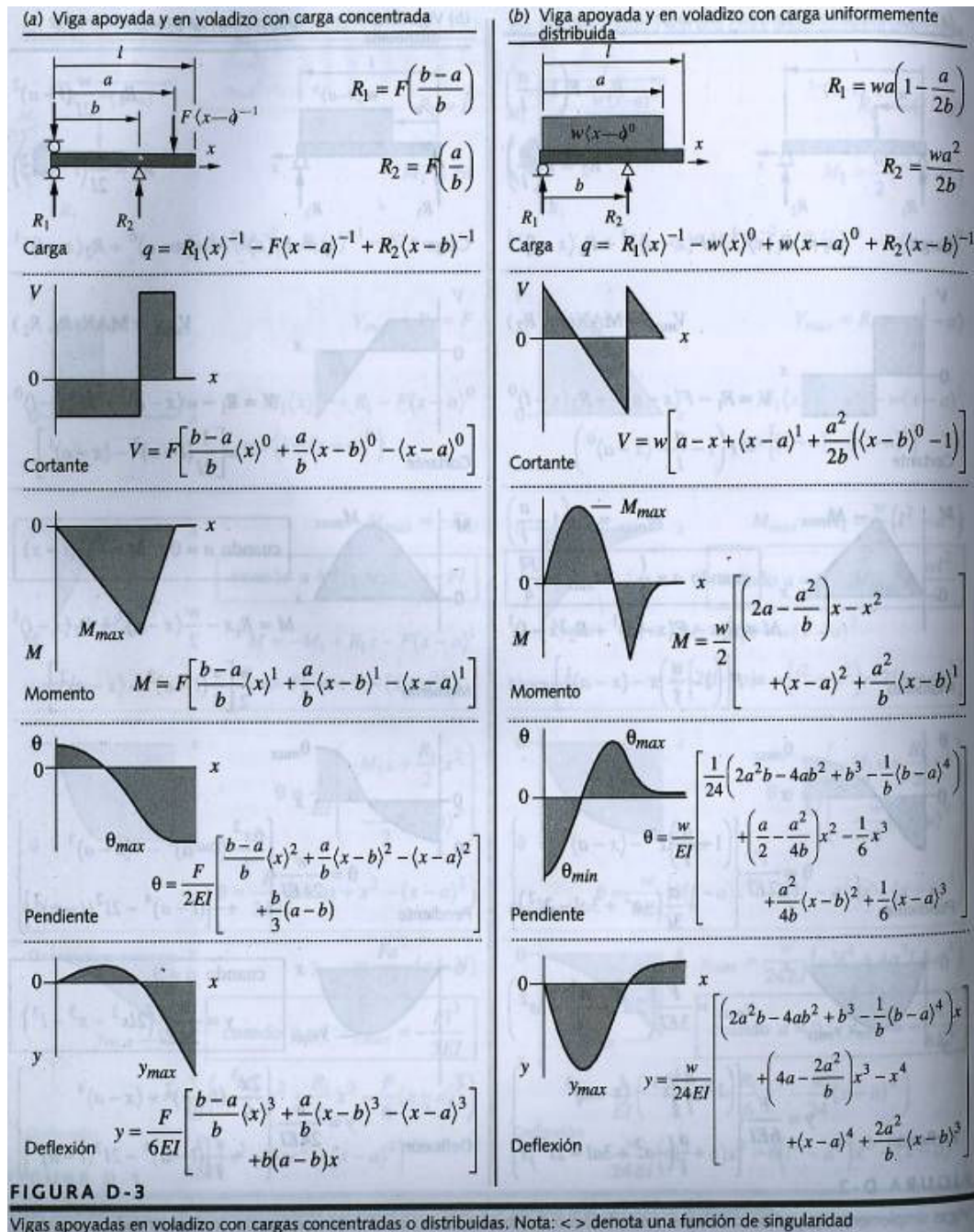




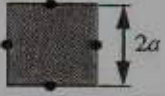





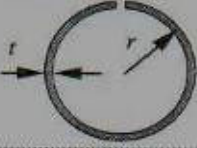

# Viga simplemente apoyada con carga concentrada y uniformemente distribuida



Viga en Voladizo con carga concentrada y Viga apoyada y en voladizo con una carga uniformemente distribuida






## Anexo F. Parámetros geométricos K y Q para torsión

Forma	K	Q
<b>cuadrado sólido</b> 	$K = 2.25a^4$	$Q = \frac{a^3}{0.6}$
<b>cuadrado hueco</b> 	$K = \frac{2t^2(a-t)^4}{2at - 2t^2}$	$Q = 2t(a-t)^2$
<b>rectángulo sólido</b> 	$K = ab^3 \left[ \frac{16}{3} - 3.36 \frac{b}{a} \left( 1 - \frac{b^4}{12a^4} \right) \right]$	$Q = \frac{8a^2b^2}{3a + 1.8b}$
<b>rectángulo hueco</b> 	$K = \frac{2t^2(a-t)^2(b-t)^2}{at + bt - 2t^2}$ las esquinas interiores pueden sufrir esfuerzos superiores si el radio es pequeño	$Q = 2t(a-t)(b-t)$
<b>elipse sólida</b> 	$K = \frac{\pi a^3 b^3}{a^2 + b^2}$	$Q = \frac{\pi ab^2}{2}$
<b>elipse hueca</b> 	$K = \frac{\pi a^3 b^3}{a^2 + b^2} \left[ 1 - \left( 1 - \frac{t}{a} \right)^4 \right]$	$Q = \frac{\pi ab^2}{2} \left[ 1 - \left( 1 - \frac{t}{a} \right)^4 \right]$
<b>tubo circular abierto</b> 	$K = \frac{2}{3} \pi r t^3; \quad t \ll r$	$Q = \frac{4\pi^2 r^2 t^2}{6\pi r + 1.8t}; \quad t \ll r$
<b>forma arbitraria abierta</b> 	$K = \frac{1}{3} U t^3; \quad t \ll U$	$Q = \frac{U^2 t^2}{3U + 1.8t}; \quad t \ll U$
$U = \text{longitud de la línea mediana}$		



## Anexo G. Especificaciones y características de los sistemas MAST

### Ficha de Técnica y de servicios de CITEAN



## 12 CHANNEL ROAD SIMULATOR

**12-degrees of freedom DOF Multi-axis test rig**  
**Vertical, Lateral, Longitudinal, Steer, Camber, Brake/Drive**

The Road Simulator MTS 329 is capable of reproducing the same stress conditions of vehicle components as if being driven on a road or a proving ground, reducing development time and costs.

For vehicles up to 3000kg weight

**Applications:**  
Durability test of front/rear vehicle axles.  
Reproduction of road events  
(Time-histories loads ; 6 degrees of freedom per wheel).  
Damage control/ Cracks detection  
Transducers control (wheel center forces & moments, shock absorbers temperature, component stresses,...)

**Additional equipment - Acquisition hardware & software**  
2 Wheel Force Transducers MTS SWIFT 20T  
Acquisition system e-DAQ (SOMAT)  
56 analogical channels;  
Vehicle CAN Bus;  
24 Digital I/O,  
pulse counters

**Test rig capabilities:**

	Vertical Input Fz	Longitudinal Input Fx	Lateral Input Fy	Steer Moment Mz	Camber Moment Mx	Brake/Drive Moment My
Frequency	50Hz	50Hz	50Hz	50Hz	50Hz	50Hz
Force	63kN	22kN	20kN	3.8kNm	7kNm	4kNm
Displacement	380mm	390mm	260mm	16deg	16deg	35deg
Velocity	7m/s	2.2m/s	2.2m/s	400deg/s	400deg/s	700deg/s

CITEAN  
Fatigue & Durability  
Contact: Amaia Martinez  
C/Tajonar 20 -31006 Pamplona -Spain  
Tel. +34 948 292900 Fax: +34 948 292910  
amam@citean.com  
[www.citean.com](http://www.citean.com)

## Ficha de Técnica de Instron. El MAST Multi-Axis Shaking Tables

### Performance Specifications

IST has five standard design MAST systems,  
all rated for use up to 50 or 60 Hz.

	Unit	MAST-9710	MAST-9720	MAST-9725	MAST-9730	MAST-9735
Pay Load used for Calculation	kg lb	300 660	450 990	450 990	800 2200	800 2200
Table Mass	kg lb	300 660	300 660	300 660	545 1200	545 1200
Table Work - Area Dimensions	mm in	1200 x 1200 47 x 47	1700 x 1500 67 x 60	1700 x 1500 67 x 60	2100 x 1800 83 x 71	2100 x 1800 83 x 71
Peak Acceleration - Vertical	m/sec <sup>2</sup> g	127 13	60 6.1	102 10.3	64 6.5	106 10.8
Peak Acceleration - Lateral	m/sec <sup>2</sup> g	100 10.1	48 4.8	77 7.8	50 5.1	80 8.1
Peak Acceleration - Longitudinal	m/sec <sup>2</sup> g	49 5	40 4	40 4	26 2.6	40 4
Peak Velocity - Vertical	m/sec in/sec	1.5 59	1.7 66	2.1 82	2 78	2 78
Peak Velocity - Lateral	m/sec in/sec	1.25 48	1.5 59	1.9 74	1.8 70	2 78
Peak Velocity - Longitudinal	m/sec in/sec	1 39	1.1 43	1.5 59	1.3 51	1.3 51
Stroke - Vertical*	mm in	±75 ±3	±75 ±3	±75 ±3	±75 ±3	±75 ±3
Stroke - Vertical*	mm in	N/A N/A	±125 ±5	±125 ±5	±125 ±5	±125 ±5
Stroke - Lateral	mm in	±75 ±3	±75 ±3	±75 ±3	±75 ±3	±75 ±3
Stroke - Longitudinal	mm in	±75 ±3	±75 ±3	±75 ±3	±75 ±3	±75 ±3
Operating Frequency Range	Hz	0 - 60	0 - 50	0 - 50	0 - 60	0 - 60
Table Resonant Frequency	Hz	250	250	250	285	285

\*For most of our standard MAST's, an optional stroke extension to ±125 mm (±5 in) is available.

#### Notes:

1. Performance figures quoted at maximum payload with center of gravity located at the centroid of the vertical actuator attachment points to the table.
2. Performance based on single degree of motion and will decrease if more degrees of motion are active.
3. Lateral motion has two actuators.
4. IST has a policy of continuous product development; all specifications are subject to change without notice.

## Ficha de Técnica y de servicios de BOYCOTE



Seats and seat system components demand precise and consistent performance of test methods and evaluation. Through the use of MAST, hydraulic, pneumatic, and robotic testing equipment Bodycote is now able to meet all of your seating design or production phase test requirements.

### Structural & Durability Testing

- Failure mode structural testing
- Lumbar durability
- Rearward load strength & fatigue
- Power/Manual track durability
- Power/Manual seat system durability
- Ultimate load strength
- Transmissibility
- Parallelogramming

### Vibration and Safety

- NVH evaluations
- Real time simulation with six degrees of freedom (MAST)
- High frequency single axis electrodynamic vibration
- Airbag deployments from -40°C to 100°C
- Seat anchorage testing
- Occupant restraint
- Latch strength

### Ingress/Egress Testing

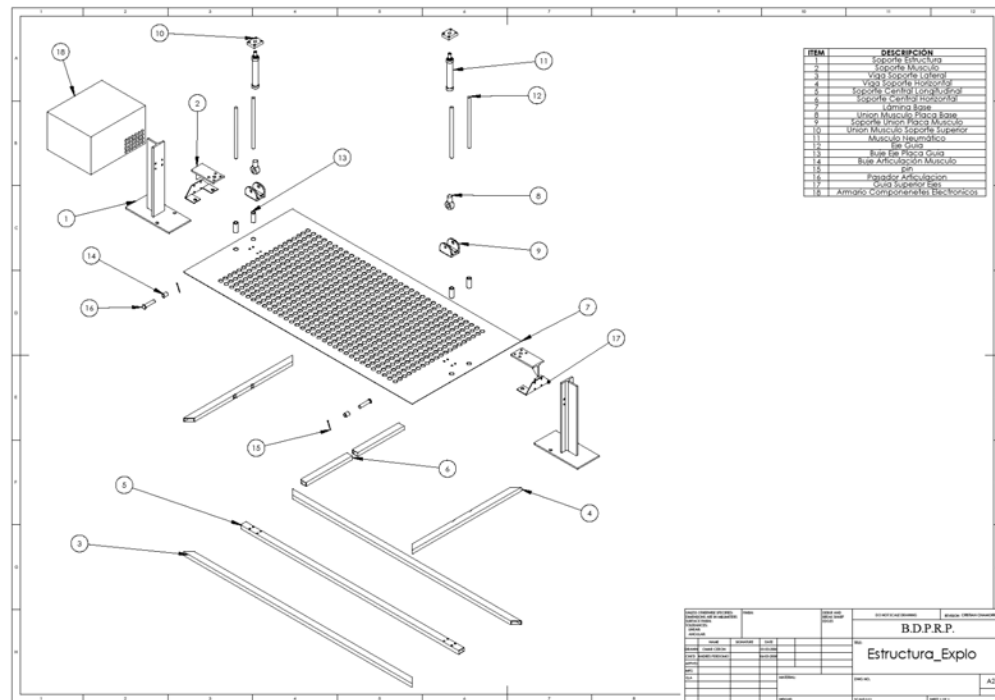
- Seat cushion and seat back material wear
- Testing to OEM standards
- Testing to customer defined profiles
- Five Motoman, two Kuka and two Nachi robots available
- Load Cell Feed Back

### Seat Jounce Testing

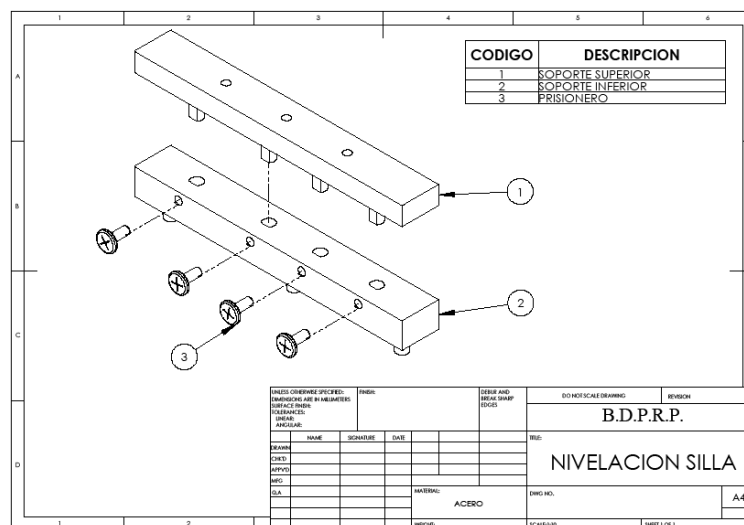
- Jounce Only
- Jounce & Squirm
- Jounce Impact
- Accommodating Seat Backs, Cushions, & Bench Seats
- Pneumatic and Hydraulic Controlled Machines

## Anexo H. Manual de instalación

### Componentes y partes del dispositivo

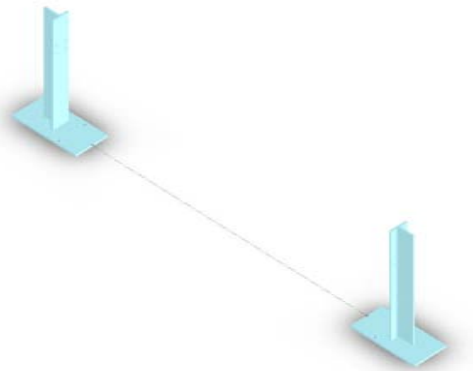


### Sistema auxiliar y componentes:

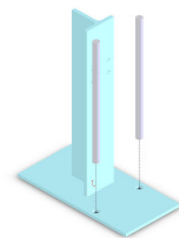


**Para la instalación del dispositivo se deben tener en cuenta los siguientes pasos:**

1. Se debe garantizar que el sitio donde se instale el equipo cumpla con los requisitos de contaminación sonora.
2. Se deben realizar perforaciones en el piso con el fin de que el sistema quede bien sujeto mediante pernos autoretenedores, y así no se despegue y genere ruidos que alteren toda la prueba del sistema.
3. Es necesario ajustar uno a la vez para garantizar el buen ajuste y nivelación del soporte, no solo la alineación vertical sino también la alineación con el otro soporte ya que deben quedar como muestra la figura a continuación.



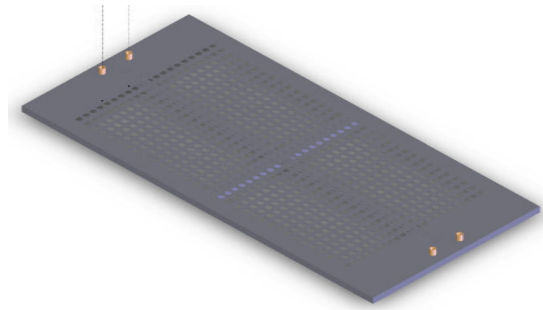
4. Se deben tener en cuenta las dimensiones y distancias que deben tener cada pieza del sistema de acuerdo a los planos de diseño.



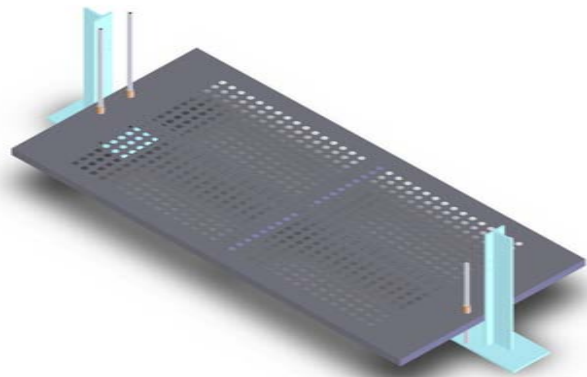
5. Instalar los ejes guía en los soportes, que permitirán el desplazamiento de la placa solo en el eje Y.



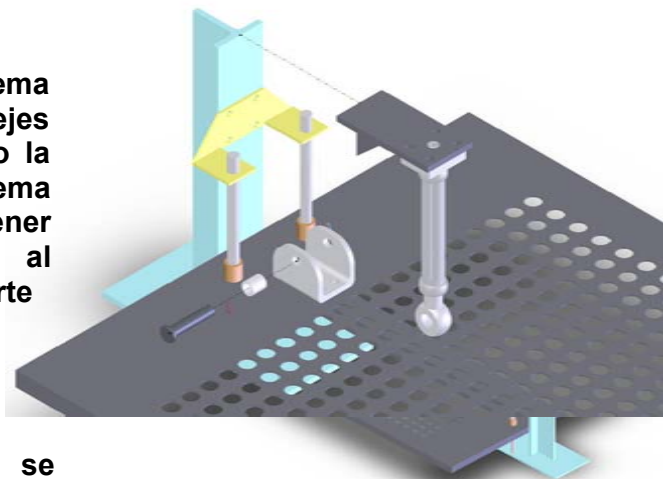
6. Ajustar los bujes en las placas para poder acoplarlos al sistema general.



7. Introducir todo el sistema hasta el momento ensamblado para garantizar la ubicación e integración del dispositivo. Quedando el sistema de la forma que se ve en la siguiente figura.



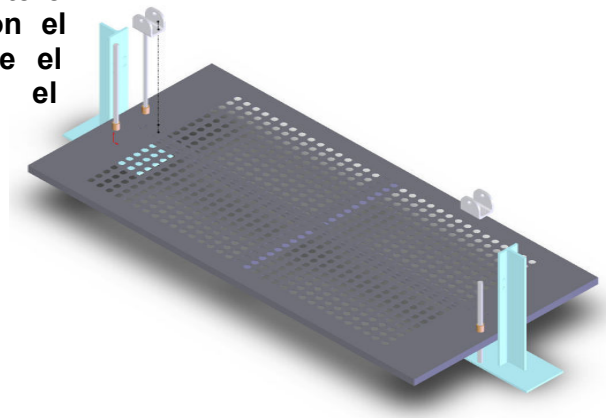
8. Introducir el sistema que aseguran los ejes guías y fortaleciendo la estructura del sistema como tal. Se debe tener especial cuidado al ajustar el soporte superior ya que de este depende gran parte la alineación de los ejes guías y si no se encuentra en buena alineación la placa no podrá moverse libremente en el eje Y.



9. Ajustar el músculo al sistema que lo soportara, el modelo del músculo escogido posee sus respectivos sistemas de acople de acuerdo al diseño del sistema. También hay que dejar listos las conexiones del músculo al sistema como se muestra en el grafico la parte inferior mostrada.

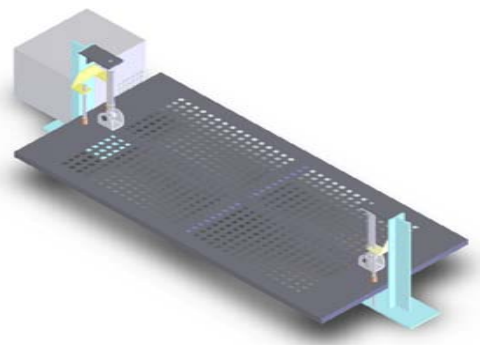


10. Acoplar a la placa soporte el sistema de sujeción con el músculo que le permite el movimiento a todo el sistema.

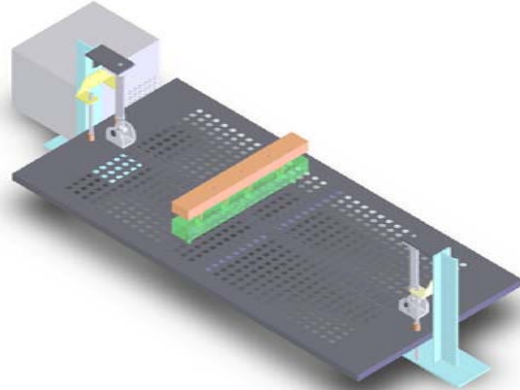


11. Como punto final se realiza las uniones correspondientes a la estructura del sistema y la placa soporte con el fin de que quede todo firme y unido. Las uniones superiores deben ir soldadas debido a las fuerzas que van a soportar dado que el sistema atornillado en este punto sufriría un desajuste prematuro.

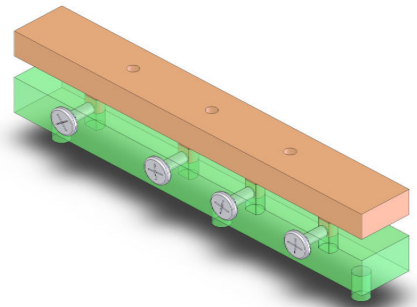
12. Finalmente se ubica en la parte posterior la caja de control, donde se almacenan todos los dispositivos electrónicos y de control que posee el sistema, con el fin de que estos queden protegidos y en un punto estratégico dentro del sistema.



Cuando se desee ubicar la sillería delantera, se debe ajustar el sistema auxiliar con el fin de que quede totalmente nivelada la silla y tenga las características fundamentales que tendrá en el vehículo. Para realizar esta labor se deben tener en cuenta los siguientes pasos:



1. Ubicar la base del sistema auxiliar en la placa soporte a fin de ajustarla en el equipo. Es importante que se ubique el sistema de nivelación en el centro para no alterar el centro de gravedad del equipo.
2. Graduar la altura deseada y ajustar los tornillos para asegurar la altura que requiere la silla a probar.



### Conexión Eléctrica

Como el sistema posee su caja de control, solo se debe asegurar que la conexión local tenga buena conexión a tierra y un toma corriente de tres clavijas, con el fin de poder realizar la conexión del sistema a la red eléctrica de la empresa.

Las conexiones neumáticas y eléctricas no se muestran en las figuras.